



TUGAS AKHIR - TM 141585

**SIMULASI *CYCLE-TEMPO*  
PENGARUH ALIRAN MASSA EKSTRAKSI UAP  
UNTUK *HIGH PRESSURE FEEDWATER HEATER*  
TERHADAP PERFORMA PLTU 200 MW  
PT. PJB GRESIK**

ARI TRI BRAMANTYA  
NRP 2108 100 027

Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2016



**FINAL PROJECT - TM 141585**

***CYCLE-TEMPO SIMULATION THE EFFECT OF STEAM  
TURBINE MASS FLOW EXTRACTION FOR HIGH PRESSURE  
FEEDWATER HEATERS ON PERFORMANCE OF 200 MW  
THERMAL POWER PLANT PT. PJB GRESIK***

**ARI TRI BRAMANTYA  
NRP 2108 100 027**

**ADVISER LECTURER  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.**

***MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Engineering  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2016***

**SIMULASI CYCLE - TEMPO PENGARUH ALIRAN  
MASSA EKSTRAKSI UAP UNTUK HIGH PRESSURE  
FEEDWATER HEATER TERHADAP PERFORMA  
PLTU 200 MW PT. PJB GRESIK**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**ARI TRI BRAMANTYA**  
NRP. 2108100027

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.....(Pembimbing)  
(NIP. 195312191981031001)
2. Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD......(Penguji I)  
(NIP. 197105241997021001)
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.....(Penguji II)  
(NIP. 197301161997021001)
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT.....(Penguji III)  
(NIP. 197104051997021001)



# **SIMULASI CYCLE - TEMPO PENGARUH ALIRAN MASSA EKSTRAKSI UAP UNTUK *HIGH PRESSURE* *FEEDWATER HEATER* TERHADAP PERFORMA PLTU 200 MW PT. PJB GRESIK**

**Nama Mahasiswa** : Ari Tri Bramantya  
**NRP** : 2108 100 027  
**Jurusan** : Teknik Mesin, FTI  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh  
Widodo, ME.

## **Abstrak**

Salah satu jenis pembangkit listrik yang banyak digunakan adalah pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) yang bekerja berdasarkan siklus Rankine. Salah satu cara meningkatkan efisiensi dari sebuah PLTU adalah dengan menambahkan feedwater heater (FWH) ke dalam sistem, yang bermaksud meningkatkan temperatur air yang akan diuapkan di dalam boiler. Energi yang digunakan FWH berasal dari ekstraksi turbin uap, dengan jumlah aliran massa dan tekanan tertentu. Proses ekstraksi yang kurang tepat dapat mengakibatkan efisiensi turbin menurun dan dapat mengakibatkan efisiensi pembangkit menurun. Studi lebih lanjut diperlukan untuk mengetahui proporsi yang tepat pada ekstraksi turbin uap.

Penelitian mengenai pengaruh aliran massa ekstraksi turbin uap ini dilakukan dengan analisis termodinamika. Analisis termodinamika dapat dilakukan dengan bantuan software Cycle - Tempo. Pemodelan dilakukan mulai dari kondisi eksisting pembangkit dan variasi yang dilakukan dengan presentase aliran massa antara HPH 1 : HPH 2 sebesar (6% : 10%) hingga (10% : 6% ) dengan kondisi eksisting (8% : 8%) dan presentase aliran massa antara HPH 3 : Deaerator sebesar (2% : 6%) hingga ( 6% : 2% ) dengan kondisi eksisting HPH 3 : Deaerator ( 4% : 4% ).

*Pengurangan presentase aliran massa ekstraksi uap pada high pressure turbin dapat meningkatkan daya pembangkit namun dapat membuat efisiensi pembangkit turun karena heat rate meningkat begitu pula sebaliknya. Pengurangan presentase aliran massa ekstraksi uap pada intermediate pressure turbin dapat menurunkan daya dan dapat membuat efisiensi pembangkit turun karena heat rate yang bertambah besar dan begitu pula sebaliknya. Dari variasi yang dilakukan diambil variasi yang terbaik adalah variasi presentase aliran massa uap HPH 1 : HPH 2 sebesar (7% : 9%) dan pada HPH 3 : Deaerator sebesar (5% : 3%) yang menghasilkan daya sebesar 201.057 MW dan efisiensi 43.513%*

**Kata kunci : Aliran Massa Ekstraksi Turbin Uap, Performa Pembangkit, Software Cycle - Tempo**



**CYCLE-TEMPO SIMULATION THE EFFECT OF  
STEAM TURBINE MASS FLOW EXTRACTION FOR  
HIGH PRESSURE FEEDWATER HEATERS ON  
PERFORMANCE OF 200 MW THERMAL POWER  
PLANT PT. PJB GRESIK**

**Student Name** : Ari Tri Bramantya  
**NRP** : 2108 100 027  
**Department** : Mechanical Engineering, FTI  
**Adviser Lecturer** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh  
Widodo, ME.

**Abstract**

*One type of power plant that is widely used is the steam power plant which works based on Rankine cycle . One way to improve the efficiency of a steam power plant is by adding a feedwater heater ( FWH ) into the system , which use to increase the temperature of the water to be evaporated in the boiler . FWH used the energy derived from the extraction of steam turbines, with exact mass flow and pressure. Lack of proper extraction process can decreased turbine efficiency and may result in decreased plant efficiency . Further studies are needed to determine the exact proportion to the extraction from steam turbine.*

*Research on the influence of the mass flow extraction from steam turbine can be done by using thermodynamics analysis . Thermodynamic analysis can be done with the help of Cycle – Tempo software . Modelling of steam power plant carried out from the existing condition of steam power plant. Variation made with a percentage of the mass flow between HPH 1 : HPH 2 of ( 6 % : 10 % ) to ( 10 % : 6 % ) with the existing condition ( 8 % : 8 % ) and the percentage of mass flow between HPH 3 : Deaerator from ( 2 % : 6 % ) to ( 6 % : 2 % ) with the existing condition between HPH 3 : Deaerator ( 4 % : 4 % ).*

*Decreasing the mass flow percentage at high pressure turbine extraction can improve the power output from the turbine but can decrease power plant efficiency because power plant heat rate increases and vice versa . Decreasing the mass flow percentage in the intermediate pressure turbine can reduce power output from the turbine and can make power plant efficiency decreasing because of power plant heat rate increases and vice versa. Best variations performed drawn is the variation percentage of the mass flow of steam HPH 1 : HPH 2 of ( 7 % : 9 % ) and the HPH 3 : Deaerator for ( 5 % : 3 % ) that produce power equal to 201.057 MW and efficiency of 43.513 %*

**Keywords : Mass Flow Extraction of Steam Turbine, Power Plant Performance, Cycle – Tempo Software**

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur Alhamdulillah penulis panjatkan kepada ALLAH SWT karena atas limpahan rahmat, berkat, bimbingan, dan hidayah serta ijin-Nya penyusunan tugas akhir yang berjudul *SIMULASI CYCLE - TEMPO PENGARUH ALIRAN MASSA EKSTRAKSI UAP UNTUK HIGH PRESSURE FEEDWATER HEATER TERHADAP PERFORMA PLTU 200 MW PT. PJB GRESIK* ini dapat terselesaikan.

Penulis menyadari bahwa keberhasilan penyelesaian Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak baik langsung maupun tidak langsung. Untuk itu pada kesempatan ini, Penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak – pihak yang telah membantu penyelesaian tugas akhir ini, antara lain :

1. Ibuku tersayang Elly Hilalliyah dan ayahku Yusuf Setiawan yang telah bersedia mencurahkan doa, rasa cinta & sayang, tenaga, biaya, waktu, air mata, dan segalanya yang tidak mungkin terbalas olehku. Terima kasih atas kesabarannya untuk menantikan kelulusan putra tercintanya.
2. Kakakku Yusman Eka Prana dan Aprilia Dwi Wulandari sebagai saudara yang selalu menyemangati dan juga memberi saran dan masukan untuk selesainya tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME selaku dosen pembimbing yang telah membimbing dan mengarahkan penulis dengan sabar meskipun penulis banyak melakukan kesalahan dan kekurangan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
4. Bapak Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD, Dr. Bambang Sudarmanta, ST.,MT dan Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT selaku dosen penguji yang telah meluangkan waktu sumbangan pemikiran untuk penulis.
5. Bapak Bambang Arip Dwiyanoro, ST.,M.Sc.,Ph.D selaku Dosen wali yang telah mengarahkan penulis dalam kegiatan perkuliahan di Teknik Mesin ITS.



6. Segenap Karyawan Jurusan Teknik Mesin yang bersedia penulis repotkan, Cak Prapto, Bu Sri, Pak Agus, Mbak Sri, Cak Ghofur, Mas Erdin, Pak No, Cak Bud, Pak Mul dan semua karyawan yang belum disebutkan.
7. Rizki, Sekar, Nazillah, Dian, Nia, Hayu, Bobby sebagai sahabat dan teman seperjuangan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
8. Teman-teman di laboratorium Perpindahan Panas, Raymond, Rony, Mambang, dan masih banyak penghuni lain yang selalu membantu dan memberi penulis semangat dalam proses penyelesaian Tugas Akhir ini.
9. Teman-teman dan pengunjung setia kos ARH 48A mulai dari Eyik, Adwi, Hargo, Pak Di, Mas Tri, Rizki Zul, Bimo, Aan, Keong, Ucy dan masih banyak lagi.
10. Teman-teman M51 dan SMRM
11. Semua pihak yang telah membantu dalam proses penyelesaian Tugas Akhir ini.

Sekalipun Tugas Akhir ini selesai melalui proses yang cukup panjang dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, kritik dan saran dari berbagai pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	iii
<b>ABSTRAK</b> .....	v
<b>ABSTRACT</b> .....	vii
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	ix
<b>DAFTAR ISI</b> .....	xi
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xv
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xix
<b>BAB I     PENDAHULUAN</b>	
1.1     Latar Belakang .....	1
1.2     Rumusan Masalah .....	3
1.3     Batasan Masalah.....	3
1.4     Tujuan Penelitian .....	4
1.5     Manfaat Penulisan.....	4
<b>BAB II    TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1     Dasar Teori .....	5
2.1.1   Siklus Pembangkit Tenaga uap ..	5
2.2     Komponen – Komponen Sistem Pembangkit	
Tenaga Uap .....	7
2.2.1   Boiler .....	7
2.2.2   Turbin Uap .....	8
2.2.3   Kondensor .....	9
2.2.4   Pompa .....	10
2.2.5 <i>Feedwater Heater</i> .....	10
2.3     Analisis Termodinamika .....	13
2.3.1   Siklus <i>Rankine</i> .....	13
2.3.2   Perhitungan Kerja dan Perpindahan kalor .....	14
2.3.3   Perhitungan Efisiensi Siklus .....	16
2.3.4   Perhitungan Laju Kalor ( <i>Heat Rate</i> ).....	17
2.3.5   Siklus <i>Rankine</i> regeneratif dengan <i>open</i>	
<i>feedwater heater</i> .....	17
2.3.6   Siklus <i>Rankine</i> regeneratif dengan <i>closed feedwater</i>	
<i>heater</i> .....	18
2.4     Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo</i> ..	20

2.4.1	Penjelasan <i>Apparatus</i> Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo</i> .....	20
2.4.2	<i>Flowchart</i> Perhitungan <i>Cycle-Tempo</i> .....	25
2.4.3	Prinsip Perhitungan <i>Cycle-Tempo</i> .....	26
2.4.4	Hasil dari Diagram Alir .....	28
2.5	Penelitian Terdahulu .....	30
2.5.1	Desain Awal dan Analisis Turbin Helium Untuk Siklus PCU tanpa <i>Intercooler</i> pada RGTT200K.....	30
2.5.2	Pembangkit Listrik Tenaga Uap pada Berbagai Perubahan Beban dengan Menvariasikan Jumlah <i>Feedwater Heater</i> Keseimbangan Massa dan Kalor serta Efisiensi .....	31
2.5.3	<i>Study on The Effect of Regenerative System on Power Type Relative Internal Efficiency of Nuclear Steam Turbine</i> .....	33
2.5.4	Simulasi Gatecycle Pengaruh Ekstraksi Uap Turbin Terhadap Performa Pembangkit.....	34
2.6	Standar Variasi.....	35
<b>BAB III METODOLOGI</b>		
3.1	Pemodelan Pembangkit pada <i>Cycle-Tempo</i> .....	36
3.2	Data Desain <i>High Pressure Feedwater Heater</i> ( HPH ) Pembangkit unit 3 PT PJB UP Gresik.....	39
3.3	Analisis Termodinamika Pembangkit unit 3 PT PJB Gresik .....	39
3.4	Variasi Ekstraksi Uap.....	41
3.4.1	Variasi Ekstraksi Uap pada <i>High Pressure</i> Turbin ....	42
3.4.2	Variasi Ekstraksi Uap pada <i>Intermediate Pressure</i> Turbin .....	43
3.5	<i>Flowchart</i> penelitian .....	45
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN</b>		
4.1	Data dan Model Pembangkit PT. PJB Unit 3 UP Gresik .....	46
4.2	Membangun Pemodelan awal berdasarkan <i>Heat</i> <i>Balance</i> Pembangkit unit 3 PT PJB UP Gresik .....	48



4.3	Hasil Data Eksisting pada <i>Cycle-Tempo</i> PLTU unit 3 PT PJB UP Gresik .....	51
4.4	Perbedaan hasil simulasi <i>cycle-tempo</i> dengan data <i>heat balance</i> PLTU .....	53
4.4.1	Dayaangkitan turbin <i>High Pressure</i> .....	53
4.4.2	Dayaangkitan turbin <i>Intermediate Pressure</i> .....	54
4.4.3	Dayaangkitan turbin <i>Low Pressure</i> .....	55
4.4.4	Daya <i>Condensate Pump</i> .....	56
4.4.5	Daya <i>Boiler Feed Pump</i> .....	56
4.5	Analisis Variasi Ekstraksi.....	57
4.5.1	Analisis Variasi Ekstraksi pada <i>High Pressure</i> Turbin .....	57
4.5.2	Analisis Variasi Ekstraksi pada <i>Intermediate Pressure</i> Turbin .....	62
4.6	Kondisi optimum variasi ekstraksi pada Pembangkit .....	67
<b>BAB V PENUTUP</b>		
5.1	Kesimpulan .....	69
5.2	Saran.....	70
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....		71
<b>LAMPIRAN</b> .....		73



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Bagan PLTU unit 3 dan 4 PT. PJB UP Gresik.....	2
Gambar 2.1	Komponen – komponen sistem pembangkit tenaga uap .....	5
Gambar 2.2	Komponen <i>Boiler</i> .....	7
Gambar 2.3	Foto Turbin Uap .....	8
Gambar 2.4	Foto Kondensor .....	9
Gambar 2.5	Foto <i>Boiler Feed Pump</i> .....	10
Gambar 2.6	Foto <i>Deaerator</i> .....	11
Gambar 2.7	Foto <i>Low Pressure Heater</i> .....	12
Gambar 2.8	Foto <i>High Pressure Heater</i> .....	12
Gambar 2.9	Skema dan T-s Diagram Siklus <i>Rankine</i> .	13
Gambar 2.10	Siklus <i>Rankine</i> regeneratif dengan satu <i>open feedwater heater</i> .....	17
Gambar 2.11	Siklus <i>Rankine</i> regeneratif dengan satu <i>closed feedwater heater</i> .....	19
Gambar 2.12	Boiler pada <i>Cycle - Tempo</i> .....	21
Gambar 2.13	Turbin pada <i>Cycle - Tempo</i> .....	21
Gambar 2.14	<i>Condenser</i> pada <i>Cycle - Tempo</i> .....	22
Gambar 2.15	<i>Feedwater Heater</i> pada <i>Cycle - Tempo</i> ...	23
Gambar 2.16	<i>Deaerator</i> pada <i>Cycle – Tempo</i> .....	23
Gambar 2.17	Pompa pada <i>Cycle – Tempo</i> .....	24
Gambar 2.18	Flowchart Perhitungan <i>Cycle – Tempo</i> ....	25
Gambar 2.19	Contoh Skema system matriks dalam <i>Cycle – Tempo</i> .....	27
Gambar 2.20	Pemodelan Siklus PCU untuk RGTT200K dengan <i>Cycle – Tempo</i> 5.0. .	30
Gambar 2.21	Hubungan Jumlah Penambahan <i>Feedwater Heater</i> dengan efisiensi pembangkit .....	31

Gambar 2.22	Pengaruh Perbedaan Kerugian Ekstraksi Turbin Uap Terhadap Efisiensi <i>Internal Relative</i> .....	33
Gambar 2.23	Daya dan <i>Heat Rate</i> Pembangkit Pengaruh Jumlah Ekstraksi Uap dari Turbin HP.....	34
Gambar 3.1	<i>Heat balance</i> PLTU unit 3 PT PJB Gresik .....	37
Gambar 3.2	Model Pembangkit PLTU unit 3 PT. PJB Gresik pada <i>Cycle – Tempo</i> .....	38
Gambar 3.3	Diagram T-s model Pembangkit unit 3 PT PJB Gresik .....	40
Gambar 3.4	Kondisi Awal ekstraksi pada <i>High Pressure Heater</i> .....	41
Gambar 3.5	Flowchart penelitian .....	45
Gambar 4.1	Pemodelan <i>cycle-tempo</i> dengan memasukkan semua <i>apparatus</i> berdasarkan pembangkit unit 3 PT PJB UP Gresik.....	48
Gambar 4.2	Hasil permodelan pembangkit unit 3 PT. PJB UP Gresik pada <i>Cycle-Tempo</i> .....	50
Gambar 4.3	Kondisi awal ekstraksi pada <i>Cycle-Tempo</i> .....	52
Gambar 4.4	Profil aliran massa pada turbin <i>High Pressure</i> .....	53
Gambar 4.5	Profil aliran massa pada turbin <i>Intermediate Pressure</i> .....	54
Gambar 4.6	Profil aliran massa pada turbin <i>Low Pressure</i> .....	55
Gambar 4.7	Profil aliran massa pada <i>Condensate Pump</i> .....	56
Gambar 4.8	Profil aliran massa pada <i>Boiler Feed Pump</i> .....	56

Gambar 4.9	Grafik Daya PLTU pada variasi ekstraksi <i>High Pressure Turbine</i> .....	58
Gambar 4.10	Grafik Efisiensi PLTU pada variasi ekstraksi <i>High Pressure Turbine</i> .....	60
Gambar 4.11	Grafik <i>Heat rate</i> PLTU pada variasi ekstraksi <i>High Pressure Turbine</i> .....	61
Gambar 4.12	Grafik Daya PLTU pada variasi ekstraksi <i>Intermediate Pressure Turbine</i> .....	63
Gambar 4.13	Grafik Efisiensi PLTU pada variasi ekstraksi <i>Intermediate Pressure Turbine</i> ..	65
Gambar 4.14	Grafik <i>Heat Rate</i> PLTU pada variasi ekstraksi <i>Intermediate Pressure Turbine</i> ..	66

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Spesifikasi <i>High Pressure Feedwater Heater</i> .....	39
Tabel 3.2	Variasi ekstraksi uap pada <i>High Pressure Turbin</i> .....	42
Tabel 3.3	Variasi ekstraksi uap pada <i>Intermediate Pressure Turbin</i> .....	43
Tabel 3.4	Variasi ekstraksi uap optimum.....	44
Tabel 4.1	Data <i>Properties</i> Kondisi Eksisting pada <i>Cycle-Tempo</i> .....	51
Tabel 4.2	Variasi Ekstraksi pada <i>High Pressure Turbin</i> ....	57
Tabel 4.3	Daya bangkitan turbin pada <i>cycle tempo</i> pada variasi ekstraksi <i>High Pressure Turbine</i> .....	59
Tabel 4.4	Variasi Ekstraksi pada <i>Intermediate Pressure Turbine</i> .....	62
Tabel 4.5	Daya bangkitan turbin pada <i>cycle tempo</i> pada variasi ekstraksi <i>Intermediate Pressure Turbine</i> .....	64
Tabel 4.6	Performa Pembangkit pada variasi ekstraksi turbin <i>High Pressure</i> .....	67
Tabel 4.7	Performa Pembangkit pada variasi ekstraksi turbin <i>Intermediate Pressure</i> .....	67
Tabel 4.8	Perbandingan kondisi eksisting dan variasi optimum.....	68



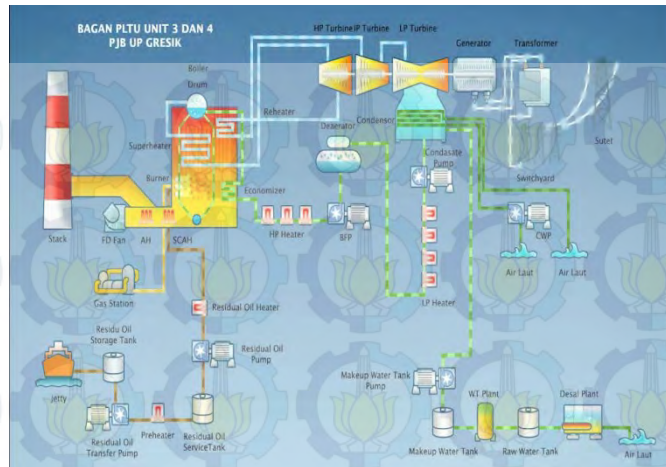
# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) adalah suatu sistem pembangkit listrik yang menggunakan energi dari uap panas yang dikonversikan menjadi energi mekanik dan disalurkan ke generator untuk menghasilkan listrik. Pembangkit listrik tenaga uap sebagai penghasil sumber listrik yang biasa dipakai dalam kehidupan sehari-hari mengalami berbagai evaluasi dalam kerjanya. Maka dari itu, perlu dilakukan analisis performa pembangkit listrik tenaga uap untuk menaikkan efisiensi sistem dengan konsumsi bahan bakar yang sama sehingga dapat menghasilkan kerja sistem yang lebih tinggi dan pasokan listrik ke masyarakat lebih baik.

Salah satu produsen listrik yang menggunakan jenis pembangkit listrik tenaga uap adalah PT PJB Unit Pembangkitan Gresik. Di PT PJB Gresik terdapat tiga jenis pembangkit listrik yaitu PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap), PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap), dan PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas). Tugas akhir ini menganalisis bagian PLTU khususnya unit pembangkit 3 pada PT PJB Gresik.



Gambar 1.1 Bagan PLTU unit 3 dan 4 PT. PJB UP GRESIK

Pada unit pembangkit 3 P T PJB Gresik daya yang dihasilkan rata-rata sebesar 200 MW. Daya tersebut dihasilkan melalui tiga turbin yang dipasang satu poros, yaitu turbin HP (*High Pressure*), IP (*Intermediate Pressure*), dan LP (*Low Pressure*). Unit pembangkit 3 menggunakan dua jenis sistem *feed water heater* yaitu susunan tujuh *closed feedwater heater* dan satu *open feedwater heater*.

*Feedwater heater* berguna untuk menaikkan temperatur air yang akan diuapkan di dalam boiler. Sumber energi *feedwater heater* berasal dari hasil ekstraksi turbin uap, dimana pengekstraksiannya dapat mengurangi daya bangkitan turbin tetapi dapat mengurangi beban thermal boiler. Melalui tugas akhir ini akan diketahui pengaruh jumlah variasi ekstraksi aliran massa uap untuk *feedwater heater* terhadap performa pembangkit listrik tenaga uap.

## 1.2 Rumusan Masalah

Secara umum pembangkit listrik tenaga uap memiliki karakteristik :

1. Daya yang dibangkitkan bergantung pada laju aliran massa dan tingkat keadaan uap ke turbin uap
2. Efisiensi pembangkit fungsi laju aliran bahan bakar dan suhu air masuk boiler
3. Laju aliran massa uap ekstraksi dapat mengurangi daya bangkitan turbin tetapi dapat mengurangi beban *thermal boiler*

Untuk itu perlu didapatkan pengaruh jumlah aliran massa ekstraksi turbin uap yang akan digunakan untuk *feedwater heater* terhadap performa pembangkit dan juga untuk mendapatkan kondisi optimum jumlah aliran massa ekstraksi turbin uap yang akan digunakan untuk *feedwater heater*.

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dan asumsi yang ada dalam penelitian ini yaitu:

1. Analisis berdasarkan data desain dari *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB Gresik
2. Kondisi operasi adalah tunak
3. Efek perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan
4. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisis termodinamika dan perpindahan panas
5. Simulasi dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *cycle – tempo*
6. Perhitungan *Steam leak off* pada *software* diabaikan
7. Tidak ada *pressure drop* pada *feedwater heater*
8. Pengaruh kondisi variasi pada performa *feedwater heater* diabaikan



#### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh jumlah variasi ekstraksi aliran massa uap untuk *feedwater heater* terhadap performa pembangkit dan juga untuk mendapatkan kondisi optimum jumlah aliran massa ekstraksi uap yang akan digunakan untuk *feedwater heater*.

#### 1.5 Manfaat Penelitian

Keluaran dari penelitian ini dapat digunakan sebagai informasi mengenai pengaruh variasi ekstraksi aliran massa turbin uap untuk *feedwater heater* terhadap performa pembangkit dan juga untuk mendapatkan kondisi optimum jumlah aliran massa ekstraksi uap yang akan digunakan untuk *feedwater heater*.

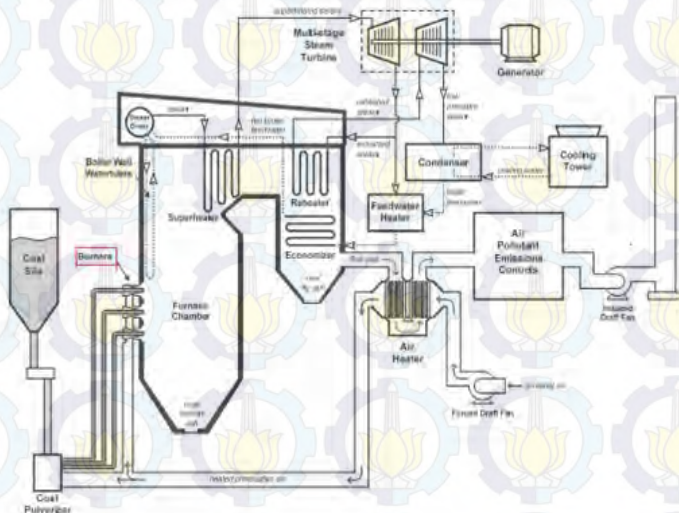


## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Siklus Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Siklus merupakan rangkaian dari beberapa proses yang dimulai dari satu tingkat keadaan melalui berbagai tingkat keadaan kemudian kembali ke tingkat keadaan semula dan terjadi secara berulang. Dalam penelitian ini siklus yang digunakan pembangkit unit 3 PT. PJB Gresik adalah siklus pembangkit daya uap. Pada pembangkit tenaga uap, fluida yang mengalami proses-proses tersebut adalah air. Air dalam siklus kerjanya mengalami beberapa proses seperti pemanasan, penguapan, ekspansi, pendinginan, dan kompresi.



**Gambar 2.1** Komponen-komponen sistem pembangkit tenaga uap

Pada gambar 2.1, sistem pembangkit listrik tenaga uap memiliki komponen yang menunjang kinerja dari sistem tersebut yang terdiri dari *boiler*, turbin, kondesor, *feedwater heater* dan pompa. Pada sistem pembangkit listrik tenaga uap tiap unit massa secara periodik melewati siklus termodinamika pada keempat komponen utama sistem pembangkit tenaga uap tersebut. Fungsi *boiler* adalah tempat pemanasan air yang hingga menjadi uap. Fungsi dari turbin uap adalah mengubah energi *thermal* uap menjadi energi gerak yang terjadi dikarenakan tekanan uap yang ada menekan sudu turbin. Fungsi dari kondensor adalah mengondensasikan uap keluaran turbin uap menjadi air sehingga dapat dipompa oleh pompa. Fungsi pompa adalah mengalirkan air ke dalam *boiler*.

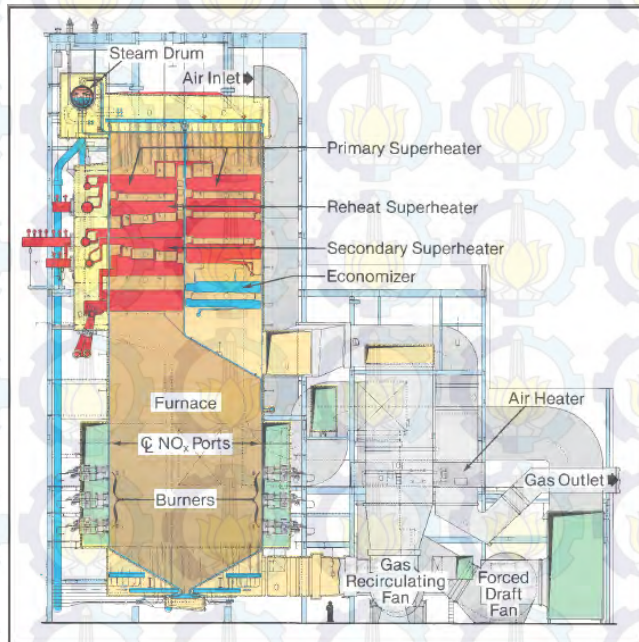
Salah satu cara meningkatkan efisiensi pembangkit tenaga uap adalah dengan melakukan variasi ekstraksi *steam* atau uap bertekanan dari turbin uap untuk dialirkan ke *feedwater heater* sehingga meningkatkan suhu air yang akan dipanaskan di dalam *boiler*. Peningkatan suhu air masuk *boiler* dapat meningkatkan efisiensi pembangkit tenaga uap karena terjadi pengurangan penggunaan bahan bakar untuk pembakaran dalam *boiler*.

Sumber energi yang digunakan dalam *feedwater heater* berasal dari ekstraksi turbin uap. Bentuk turbin uap yang bertingkat memungkinkan ekstraksi pada turbin uap dilakukan pada beragam tingkatan maupun besar volume uap yang akan diekstraksi. Pengekstraksian uap pada turbin uap dapat mengurangi daya bangkitan turbin namun dapat mengurangi beban *thermal boiler*, sehingga diperlukan perhitungan jumlah aliran massa ekstraksi yang tepat agar ekstraksi turbin uap dapat dimanfaatkan secara optimal.

## 2.2 Komponen – Komponen sistem pembangkit daya uap

### 2.2.1 Boiler

*Boiler* atau ketel uap adalah suatu peralatan yang berfungsi sebagai tempat pemanasan air yang masuk ke *boiler* hingga menjadi uap. *Boiler* terdiri dari beberapa bagian seperti ruang bakar, dinding pipa, *burner*, dan cerobong. Pada bagian dasar terdapat *furnace* (ruang bakar) yang berfungsi untuk proses pembakaran guna menghasilkan panas. Panas ini akan digunakan untuk menguapkan air yang berada di dalam pipa tersebut dan uap ini akan menggerakkan turbin. Uap yang dihasilkan *boiler* adalah uap panas lanjut dengan tekanan dan temperatur yang tinggi.



**Gambar 2.2 Komponen Boiler**



Komponen yang terdapat didalam *boiler* yaitu:

- a. *Economizer* yang berfungsi untuk memanaskan air berasal dari HPH.
- b. *Primary superheater* yang berfungsi untuk memanaskan uap air jenuh yang berasal dari *steam drum*.
- c. *Secondary superheater* yang berfungsi untuk memanaskan uap air yang berasal dari *primary superheater* sehingga dihasilkan uap super panas.
- d. *Reheat Superheater* yang berfungsi untuk memanaskan kembali uap air yang diekstraksi dari turbin.

### 2.2.2 Turbin uap

Turbin uap berfungsi untuk mengubah energi *thermal* yang terkandung dalam uap menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran sudu. Uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi mengalir melalui *nozzle* sehingga kecepatannya naik dan mengarah dengan tepat untuk mendorong sudu-sudu turbin yang dipasang pada poros. Poros turbin yang bergerak akibat dorongan *nozzle* tersebut kemudian menghasilkan putaran (energi mekanik).



**Gambar 2.3 Foto Turbin Uap**



Turbin yang digunakan ada 3 macam yaitu :

- a. Turbin tekanan rendah (*Low Pressure Turbine*)
- b. Turbin tekanan sedang (*Intermediate Pressure Turbine*)
- c. Turbin tekanan tinggi (*High Pressure Turbine*)

### 2.2.3 Kondensor

Merupakan peralatan untuk mengondensasikan uap keluaran turbin menjadi air sehingga dapat dipompa oleh pompa. Proses kondensasi dilakukan dengan cara mengalirkan uap ke dalam kondensor yang berisi pipa-pipa. Uap mengalir di luar pipa sedangkan air sebagai pendingin mengalir melalui bagian dalam pipa. Kebutuhan air untuk pendingin di dalam kondensor sangat besar sehingga biasanya air pendingin diambil dari sumber yang menyediakan cukup banyak air seperti danau atau laut.



**Gambar 2.4 Foto Kondensor**

### 2.2.4 Pompa

Pompa merupakan peralatan untuk mengalirkan fluida dari tekanan rendah ke tekanan tinggi. Pompa yang banyak digunakan di PLTU adalah :

- *Condensate Pump* adalah sebuah pompa yang berfungsi untuk memompa air pengisi dari *hot well* (penampung air kondensor) ke *deaerator*.
- *Boiler Feed Pump* adalah pompa bertekanan tinggi yang berfungsi untuk memompa air dari *deaerator* ke *boiler*.



**Gambar 2.5 Foto Boiler Feed Pump**

### 2.2.5 Feed Water Heater

*Feedwater heater* merupakan suatu peralatan yang digunakan pada siklus pembangkit uap *regenerative*. Penggunaan *feedwater heater* ini dapat mengurangi beban *thermal boiler* karena air yang akan masuk *boiler* dipanaskan terlebih dahulu pada *feedwater heater*. Prinsip kerja dari *feedwater heater* adalah memanaskan kembali air keluaran kondensor dengan menggunakan ekstraksi uap dari turbin uap. Pada instalasi tertentu ditambahkan juga *drain* dari *feedwater heater* untuk dialirkan ke *feedwater heater* lain.

*Feedwater heater* dibagi dalam 2 jenis, yaitu *open feedwater heater* dan *closed feedwater heater*. *Open feedwater heater* dalam pembangkit ini adalah *deaerator*. *Deaerator* berfungsi untuk menghilangkan kandungan oksigen terlarut yang terdapat pada air kondensat dengan cara menyemburkan uap yang juga sekaligus memanaskan air tersebut. *Deaerator* bekerja berdasarkan sifat oksigen yang kelarutannya pada air akan berkurang dengan adanya kenaikan suhu.



**Gambar 2.6 Foto Deaerator**

Jenis *Feedwater heater* lainnya adalah *closed feedwater heater*. *Closed feedwater heater* pada pembangkit ini adalah *low pressure heater* dan *high pressure heater*. *Low Pressure Heater* berfungsi untuk melakukan pemanasan awal pada air kondensat yang akan digunakan sebagai fluida kerja. Panas yang diperoleh pada instalasi ini berasal dari uap panas hasil ekstraksi turbin uap.





**Gambar 2.7 Foto *Low Pressure Heater***

Hampir sama dengan *low pressure heater*, *high pressure heater* berfungsi untuk melakukan pemanasan awal air sebelum memasuki *boiler*. Perbedaan antara *high pressure heater* dan *low pressure heater* adalah tekanan dan temperatur outlet dari *high pressure heater* lebih tinggi dari pada *low pressure heater*.

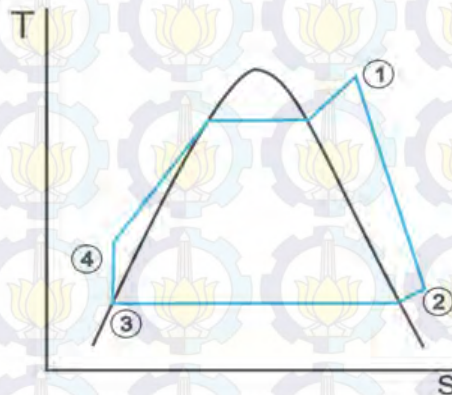
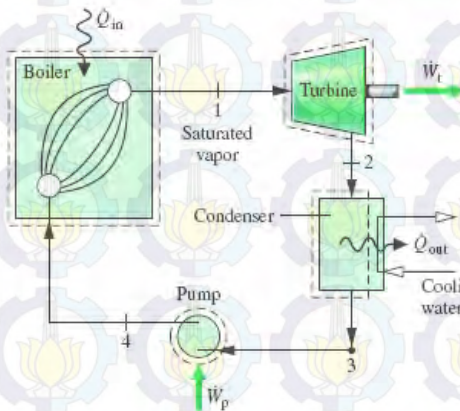


**Gambar 2.8 Foto *High Pressure Heater***



## 2.3 Analisis Termodinamika

### 2.3.1 Siklus Rankine



(a)

(b)

Gambar 2.9 Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine

Siklus *Rankine* adalah siklus termodinamika yang mengubah energi panas menjadi energi mekanik dalam turbin uap yang ditransmisikan poros yang menggerakkan generator listrik. Dalam siklus *Rankine* terdapat 4 proses, dimana setiap proses mengubah keadaan fluida (tekanan dan atau wujud) sebagai berikut :

- Proses 1 – 2 :  
Terjadinya proses ekspansi dari fluida kerja melalui turbin dari uap *superheat* pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondensor
- Proses 2 – 3 :  
Perpindahan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondensor menjadi cairan jenuh pada kondisi 3
- Proses 3 – 4 :  
Terjadinya proses kompresi dalam pompa menuju kondisi 4 dalam daerah cairan hasil kompresi
- Proses 4 – 1 :  
Perpindahan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui *boiler*, untuk menyelesaikan siklus.

### 2.3.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor

Untuk memudahkan evaluasi pada siklus *Rankine* seperti yang ditunjukkan gambar 2.9 (a) diasumsikan :

1. Perpindahan kalor yang terjadi antara komponen pembangkit dengan sekelilingnya diabaikan.
2. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
3. Setiap komponen dianggap beroperasi pada kondisi tunak.

Dengan menggunakan prinsip kekekalan massa dan energi dapat dikembangkan persamaan untuk perpindahan energi dari titik-titik kondisi seperti yang telah ditunjukkan dalam gambar 2.9 (a).

➤ Turbin

Uap pada *boiler* pada kondisi 1, yang berada pada temperatur dan tekanan yang sudah dinaikkan, berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondensor pada kondisi 2 dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur di sekitar turbin pada kondisi tunak menjadi

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{CV}} - \cancel{\dot{W}_t} + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \cancel{\dots\dots\dots} (2.1)$$

atau

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \dots\dots\dots (2.2)$$

➤ Kondenser

Pada kondensor terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap terkondensasi dan temperatur air pendingin meningkat. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju massa dan energi untuk volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dari penukar kalor adalah

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \dots\dots\dots (2.3)$$

➤ Pompa

Kondensat cair yang meninggalkan kondensor di kondisi 3 di pompa dari kondensor ke dalam *boiler* yang bertekanan lebih tinggi. Dengan menggunakan volume atur di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah

$$\frac{W_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \dots\dots\dots(2.4)$$

➤ Boiler

Fluida kerja menyelesaikan siklus ketika cairan yang meninggalkan pompa pada kondisi 4 dipanaskan dan diuapkan di dalam *boiler*. Dengan menggunakan volume atur yang melingkupi tabung *boiler* dan drum yang mengalirkan air pengisian dari kondisi 4 ke kondisi 1, kesetimbangan laju massa dan energi menghasilkan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{Q_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \dots\dots\dots(2.5)$$

### 2.3.3 Perhitungan Efisiensi Siklus

Efisiensi siklus *Rankine* mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam fluida kerja melalui *boiler* yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto. Efisiensi siklus *Rankine* dijelaskan dalam bentuk rumus sebagai berikut :

$$\eta = \frac{W_t/\dot{m} - W_p/\dot{m}}{Q_{in}/\dot{m}} \dots\dots\dots(2.6)$$

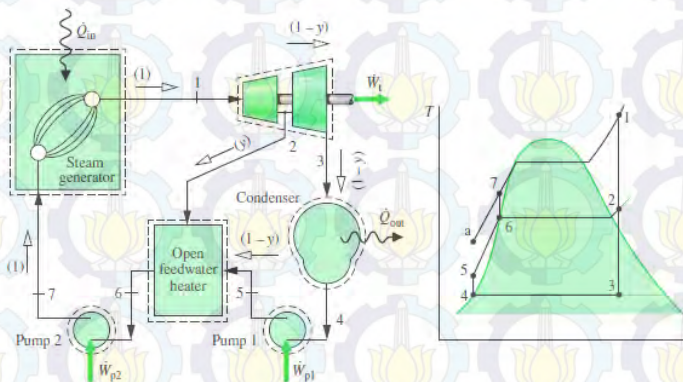


### 2.3.4 Perhitungan Laju kalor (*Heat Rate*)

Laju kalor (*heat rate*) adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor ke dalam siklus, biasanya dalam Kcal, untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja netto, biasanya dalam kW-h. Oleh karena itu, laju kalor berbanding terbalik dengan efisiensi *thermal*, memiliki satuan Kcal/kW-h.

$$\text{Heatrate} = \frac{\text{Total fuel heat input (Kcal)}}{\text{Electrical generation (kW-h)}} \dots\dots\dots (2.7)$$

### 2.3.5 Siklus *Rankine* regeneratif dengan *open feedwater heater*



**Gambar 2.10** Siklus *Rankine* regeneratif dengan satu *open feedwater heater*

Dari gambar 2.10, langkah awal yang penting dalam menganalisis siklus uap regeneratif adalah evaluasi terhadap laju aliran massa yang melalui setiap komponen. Dengan menggunakan satu volume atur yang melingkupi kedua tingkat turbin, kesetimbangan laju massa pada kondisi tunak adalah

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \dots\dots\dots (2.8)$$

Dengan :

$\dot{m}_1$  = laju massa yang masuk ke dalam turbin tingkat pertama pada kondisi 1

$\dot{m}_2$  = laju massa yang diekstrak dan keluar pada kondisi 2

$\dot{m}_3$  = laju massa yang keluar dari turbin tingkat kedua pada kondisi 3.

Jika dibagi dengan  $\dot{m}_1$ , maka akan diperoleh nilai berdasarkan unit massa yang melewati turbin tingkat pertama

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 \dots\dots\dots(2.9)$$

Jika fraksi dari aliran total yang diekstraksi pada kondisi 2 diwakili oleh variabel  $y$  ( $y=\dot{m}_2/\dot{m}_1$ ), fraksi dari aliran total yang melewati turbin tingkat kedua adalah

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \dots\dots\dots(2.10)$$

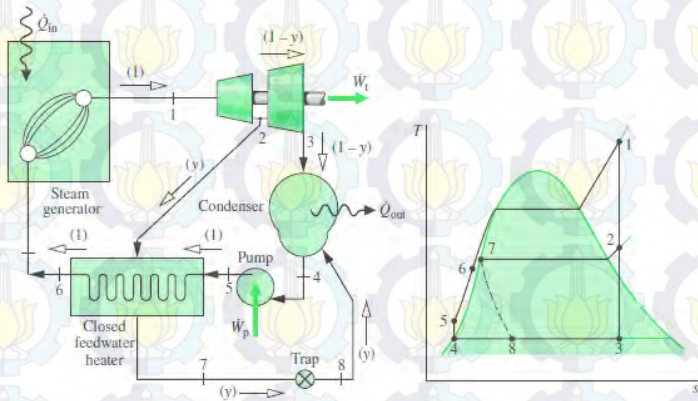
Fraksi  $y$  dapat dihitung dengan menerapkan prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling *open feedwater heater*. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara *open feedwater heater* dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi tunak akan menghasilkan persamaan sebagai berikut :

$$0 = y h_2 + (1 - y)h_5 - h_6 \dots\dots\dots(2.11)$$

atau

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} \dots\dots\dots(2.12)$$

### 2.3.6 Siklus *Rankine* regeneratif dengan *closed feedwater heater*



**Gambar 2.11** Siklus *Rankine* regeneratif dengan satu *closed feedwater heater*

Fraksi dari aliran total yang diekstraksi  $y$  dapat dihitung dengan menerapkan prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling *closed feedwater heater*. Dengan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor antara *closed feedwater heater* dan lingkungan sekelilingnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi tunak, konservasi massa dan energi dapat disederhanakan menjadi :

$$0 = y (h_2 - h_7) + (h_5 - h_6) \dots\dots\dots(2.13)$$

atau

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} \dots\dots\dots(2.14)$$

## 2.4 Perangkat lunak *Cycle-Tempo*

Metode penelitian yang dipakai pada tugas akhir ini adalah simulasi numerik dengan menggunakan perangkat lunak *cycle-tempo*. Perangkat lunak *cycle – tempo* adalah suatu program yang digunakan untuk analisis termodinamika dan optimasi sistem konversi energi (*power, refrigeration, heating, etc.*) Perangkat lunak *cycle-tempo* dikembangkan untuk menghitung laju aliran massa, variabel termodinamika, kesetimbangan kimia, dan komposisi dari laju aliran campuran dari suatu proses atau kombinasi sebagai berikut :

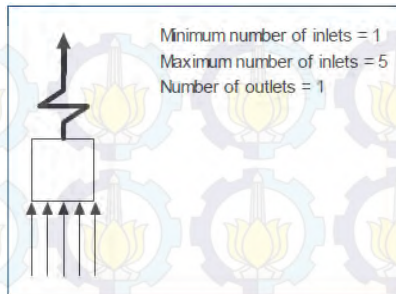
- *Steam turbine power plants*
- *Gas turbines*
- *Combined cycle plants*
- *Combustion and gasification systems*
- *Heat transfer systems*
- *Fuel cell systems (with low temperature as well as high temperature fuel cells)*
- *Organic Rankine Cycle (ORC) power plants*
- *Refrigeration systems (compression and absorption)*
- *Heat pumps.*

### 2.4.1 Penjelasan *Apparatus* Perangkat Lunak *Cycle-Tempo*

Perangkat lunak *cycle-tempo* mempunyai beberapa peralatan/*apparatus* dalam pembuatan diagram alir. Dalam penelitian ini digunakan beberapa *apparatus* yang diperlukan penjelasan secara khusus diantaranya :



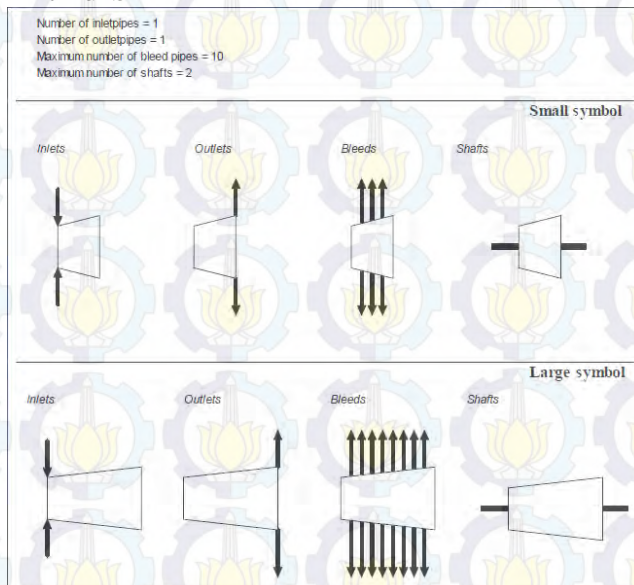
### A. Boiler



**Gambar 2.12 Boiler pada cycle - tempo**

Pada boiler terdapat *economizer*, *evaporator* dan *superheater* dalam satu bagian boiler.

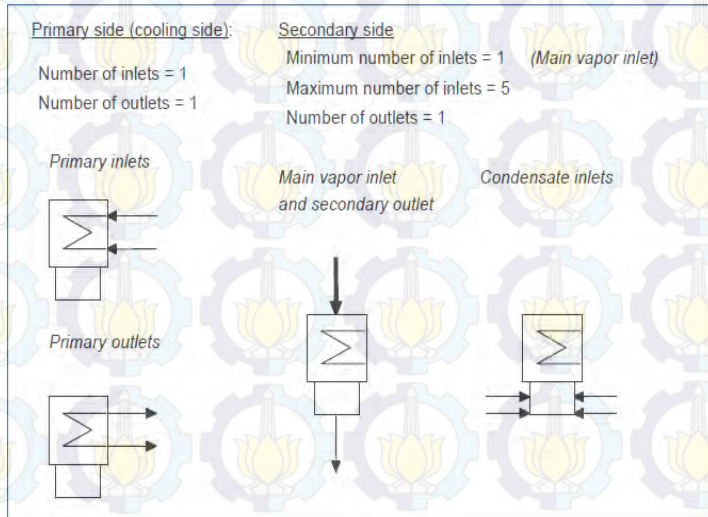
### B. Turbin



**Gambar 2.13 Turbin pada cycle - tempo**

Pada *Cycle tempo* terdapat 2 jenis turbin yang berbeda, yaitu turbin dengan *small symbol* dan *large symbol*. Perbedaannya terdapat pada jumlah ekstraksi yang ada. Sehingga jenis turbin yang digunakan dapat disesuaikan dengan jumlah ekstraksi yang ada.

### C. Condenser



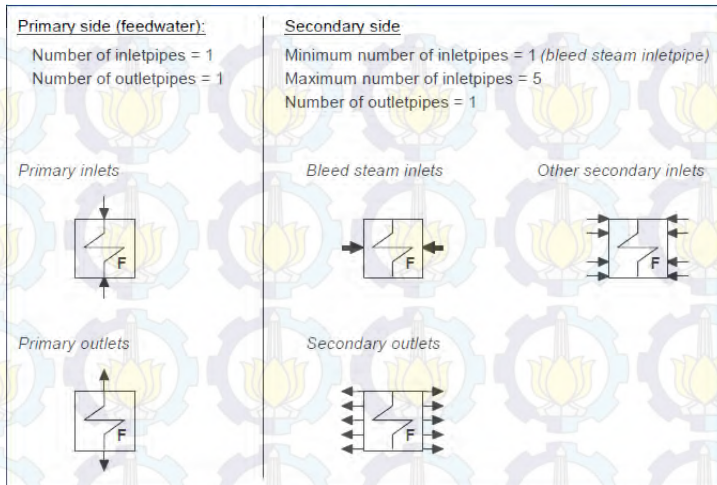
**Gambar 2.14 Condenser pada cycle - tempo**

Pada *Condenser* ini terdapat dua kondisi berdasarkan *Energy EQUation CODE* (EEQCOD) :

**EEQCOD = 1:** *Energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung laju aliran massa

**EEQCOD = 2:** *Energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung *enthalpy* dari *inlet* atau *outlet condenser*

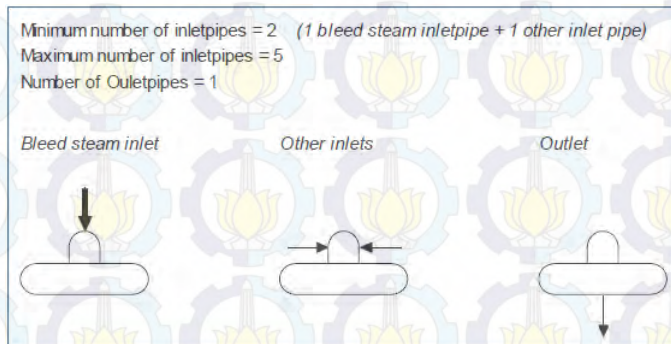
### D. Feed Water heater



**Gambar 2.15 Feed Water Heater pada cycle - tempo**

Pada *Feed Water heater* digunakan uap ekstraksi dari turbin. *Secondary inlet* pada *Feed Water heater* ini ditujukan sebagai ekstraksi uap dari turbin

### E. Deaerator



**Gambar 2.16 Deaerator pada cycle - tempo**

*Deaerator* digunakan sebagai kontak *heater* pada umumnya, yang diasumsikan pada keadaan cair jenuh saat di *outlet*.

### F. Pompa

Number of inlet pipes = 1  
 Number of outlet pipes = 1  
 Maximum number of shafts = 2

*Inlet and outlet*

*Shafts*

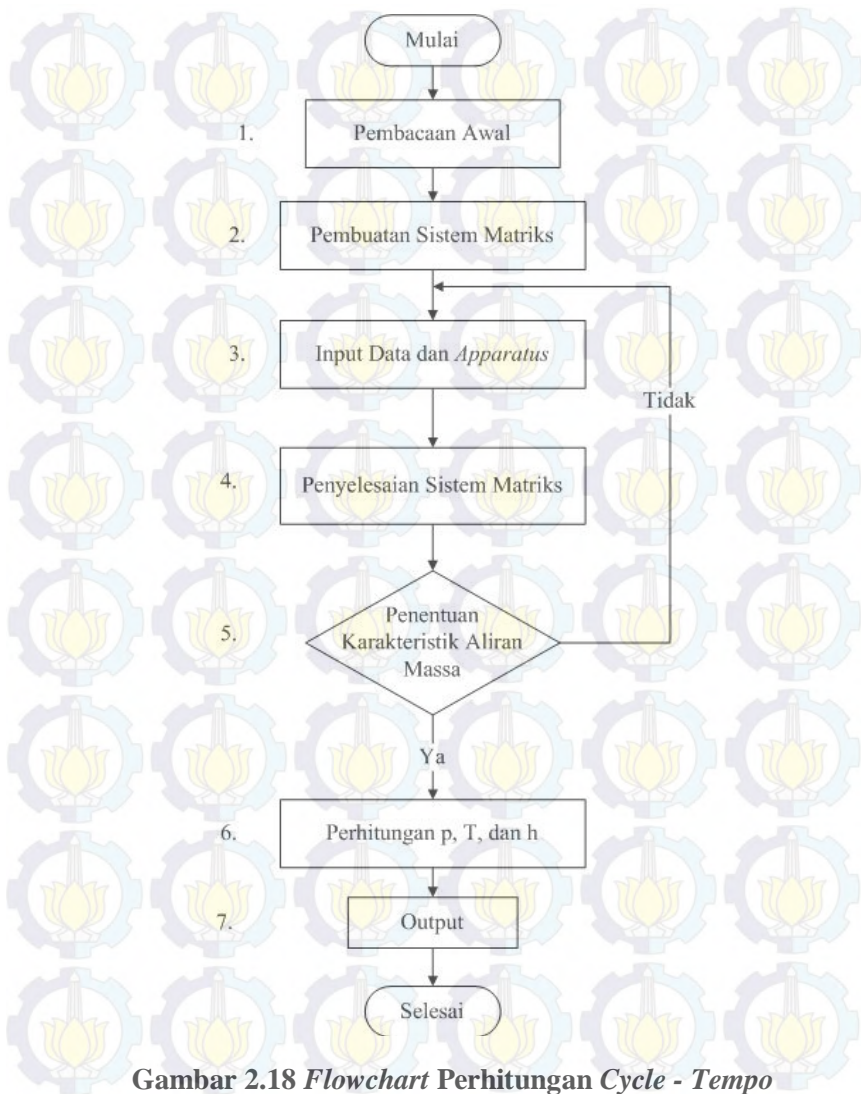


**Gambar 2.17 Pompa pada *cycle – tempo***

Pompa pada *cycle tempo* memiliki 1 *inlet* dan 1 *outlet* dalam penggunaannya.



### 2.4.2 Flowchart Perhitungan Cycle - Tempo



Gambar 2.18 Flowchart Perhitungan Cycle - Tempo

### 2.4.3 Prinsip Perhitungan *Cycle - Tempo*

*Cycle - tempo* memiliki *closed* dan *open system* dalam kombinasi sistemnya. Persiapan input data untuk semua skema proses dari pipa, *apparatus*, dan siklus semuanya harus diberikan nomor agar mudah diidentifikasi. Prinsip perhitungan ini terdapat 7 tahapan :

#### A. Langkah 1 : Pembacaan Awal

Dalam pembacaan awal yang perlu diperhatikan :

- a. Parameter yang menentukan ukuran dari sistem, seperti jumlah *apparatus*, pipa, turbin, dll.
- b. Data *apparatus* yang lebih spesifik yang berada pada tiap *apparatus*.
- c. *Topology* dari sistem yang menjelaskan program bagaimana pipa dapat terhubung dengan tiap *apparatus*.
- d. Medium data tiap pipa.
- e. Pembacaan awal data pilihan yang menjelaskan data tambahan lain yang diperlukan dalam perhitungan

Dalam memasukkan input data diperlukan pengecekan tiap langkah karena setiap langkah yang *error* pasti langsung terdapat pesan *error* dari *software* ini.

#### B. Langkah 2 : Pembuatan Sistem Matriks

Perhitungan dimulai dengan melakukan pembuatan sistem matriks untuk perhitungan aliran massa. Perhitungan ini dilakukan agar dapat diketahui jumlah aliran massa yang sebanding dengan jumlah pipa. Jumlah aliran massa dan jumlah pipa yang tidak sebanding akan mendapatkan pesan *error* dari program sehingga program berhenti.

		pipe numbers											
component	nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
boiler	1	-1					-1					$m_1$	0
turbine	2	1	-1					-1				$m_2$	0
condenser	3		1	-1					-1	1		$m_3$	0
condenser (cooling)	3							-1		1		$m_4$	0
deaerator	5				1	-1		1				$m_5$	0
feedpump	6					1	-1					$m_6$	0
coolwater pump	8								1	-1		$m_7$	0
deaerator	5				$h_4$	$-h_5$		$h_7$				$m_8$	0
condenser	3			$h_2$	$-h_3$				$-h_8$		$h_{10}$	$m_9$	0
turbine	2		$h_1$	$-h_2$				$-h_7$				$m_{10}$	$P_{tur}$

**Gambar 2.19** Contoh skema sistem matriks dalam *cycle - tempo*

### C. Langkah 3 : Input Data dan Apparatus

Dalam melakukan input data dan *apparatus* yang harus dilakukan adalah pembuatan skema sistem pembangkit terlebih dahulu. Setelah ditentukan skemanya, dilakukan proses input data awal pada tiap *apparatus* agar membantu perhitungan sistem.

### D. Langkah 4 : Penyelesaian Sistem Matriks

*Cycle - tempo* menggunakan hukum eliminasi *Gauss*. Pada gambar 2.19 menjelaskan bagaimana entalpi akan disubstitusikan menggunakan perhitungan analisis energi untuk mendapatkan aliran massa pada sistem.

### E. Langkah 5 : Penentuan Karakteristik Aliran Massa

Langkah untuk menentukan karakteristik dari iterasi utama adalah dengan menentukan jumlah pipa dengan aliran massa. Bila kondisi tersebut sudah terpenuhi, maka aliran massa yang terakhir dihitung adalah hasil dari sistem tersebut. Bila kondisi tidak terpenuhi, maka kembali ke langkah 3.

### F. Langkah 6 : Perhitungan p, T, dan h

Untuk mendapatkan p, T, dan h yang belum diketahui pada langkah 3 input data dan *apparatus* diperlukan aliran massa yang terakhir dihitung pada langkah 5. Setelah selesai menjalankan program maka dapat dilihat pada pesan “*Data for all Pipes*” untuk mengetahui :

- Aliran Massa
- Tekanan masuk dan keluar
- Temperatur masuk dan keluar
- Entalpi masuk dan keluar

### G. Langkah 7 : Output

Setelah didapatkan semua data maka dapat ditentukan efisiensi, daya, dan *heat balance* dari sistem

## 2.4.4 Hasil dari Diagram Alir

Setelah data yang diperoleh dimasukkan dalam tiap *apparatus* dan hasil dari diagram alir tersebut dapat di *run* tanpa terjadi *error* maka hasil yang didapat dari pembuatan diagram alir tersebut diantaranya :

### A. Efisiensi Sistem

Efisiensi sistem yang didapatkan meliputi :

- *input energy*
- *energy consumption*
- *power production*
- *heat production*

### B. Energy Balance

*Energy balance* yang didapatkan meliputi :

- laju aliran energi dalam entalpi
- laju aliran energi dari total energi saat *environmental condition (water as liquid)* ditambahkan *higher heating value*
- laju aliran energi dari total energi saat *environmetal condition (water as vapour)* dikurangi *lower heating value*



***C. Composition of Fluids***

*Composition of Fluids* didapatkan bila dalam perhitungan data GASMIX dan FUEL dimasukkan dalam *apparatus*.

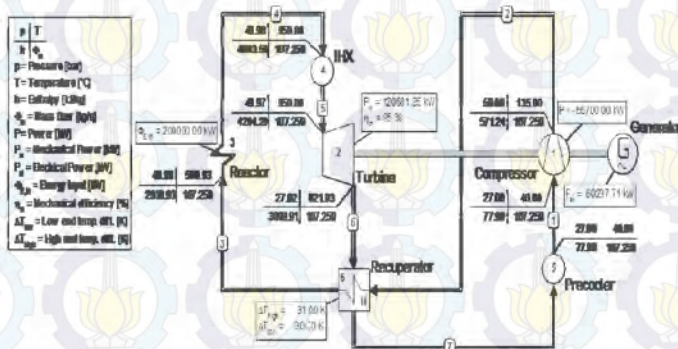
***D. Heating Value***

*Heating Value* ini juga didapatkan bila dalam perhitungan data GASMIX dan FUEL dimasukkan dalam *apparatus*.

***E. Data untuk semua pipa******F. Losses in Pipes******G. Energy and Exergy flows******H. Exergy Values in the System******I. Rotating Equipment******J. Motor dan Generator******K. Heat Exchanging Equipment***

## 2.5 Penelitian Terdahulu

### 2.5.1 Desain Awal dan Analisis Turbin Helium Untuk Siklus PCU tanpa *Intercooler* pada RGTT200K

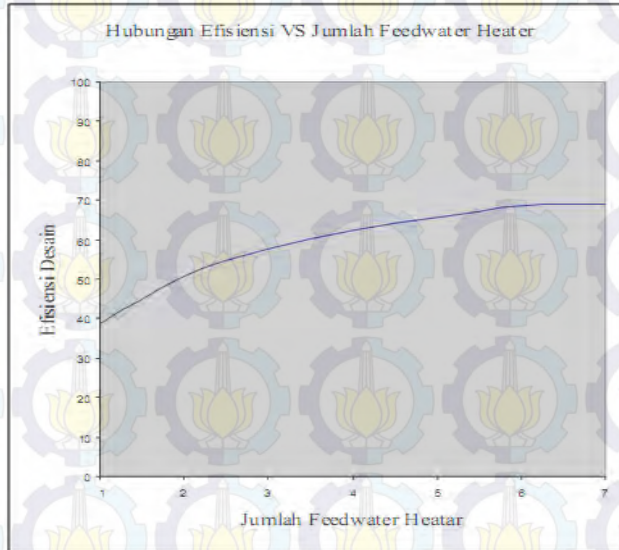


**Gambar 2.20** Pemodelan Siklus PCU untuk RGTT200K dengan *Cycle Tempo 5.0*

Sri Sudadiyo [1] pada gambar 2.20 memodelkan sistem pendingin teras reaktor gas temperatur tinggi untuk reaktor gas RGTT200K yang mempunyai media pendingin gas helium yang disirkulasikan oleh kompresor dalam siklus tertutup turbin helium.

Dari penelitian dapat diketahui bahwa siklus tertutup turbin helium (atau siklus PCU) tanpa *intercooler* mempunyai efisiensi termal 34 % yang berarti mampu digunakan sebagai sistem pendingin teras RGTT200K. Pada kondisi putaran tetap (3600 rpm) diperoleh desain awal turbin dengan dimensi diameter rotor sebesar 2,58 m. Hasil analisis dengan menggunakan nilai dari dimensi diameter rotor ini, dapat diketahui bahwa turbin mampu menghasilkan efisiensi sebesar 95 % pada laju aliran massa gas helium sekitar 107 kg/s.

### 2.5.2 Kesetimbangan Massa dan Kalor serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap pada Berbagai Perubahan Beban dengan Menvariasikan Jumlah *Feedwater Heater*



**Gambar 2.21 Hubungan Jumlah Penambahan *Feedwater Heater* dengan efisiensi Pembangkit**

Dendi Junaidi [2] pada gambar 2.21 menyimpulkan bahwa penambahan *feedwater heater* akan menaikkan efisiensi instalasi pembangkit listrik, namun kenaikan efisiensi akan menurun jika jumlah *feedwater heater* lebih dari 7. Penurunan tersebut sudah dapat terlihat dari tiap penambahan jumlah *feedwater heater* hingga 5 *feedwater heater*, dan peningkatan paling signifikan adalah ketika penambahan 1 dan 2 *feedwater heater*.

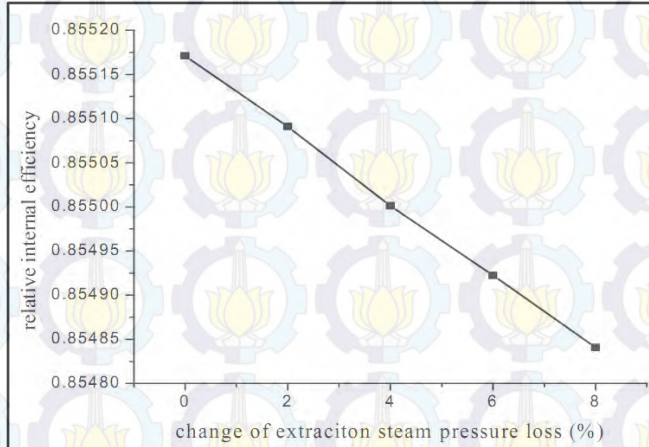
Simulasi ini dimulai dari siklus *Rankine* sederhana, dengan komponen mulai dari *boiler*, turbin uap, kondensor dan pompa sebagai model acuan. Kemudian dilakukan penambahan 1

*open feedwater heater* sebagai *feedwater heater* pertama dan *close feedwater heater* untuk penambahan *feedwater heater* selanjutnya. Pada penambahan lebih dari 2 *feedwater heater* digunakan 1 *open feedwater heater* dan sisanya menggunakan *closed feedwater heater*, begitu seterusnya sampai berjumlah 7 *feedwater heater*. Parameter pada simulasi yang menjadi input meliputi kondisi uap keluar *boiler* (tekanan dan temperatur) serta laju uap massa yang masuk dan keluar dari *boiler*, sedangkan parameter lainnya divariasikan tergantung kondisi jumlah *feedwater heater*. Peningkatan efisiensi yang dimaksud dalam simulasi ini adalah perbandingan kenaikan temperatur air yang akan diuapkan di dalam *boiler* dan berkurangnya penggunaan bahan bakar dengan rugi-rugi yang disebabkan akibat penambahan tiap *feedwater heater* seperti rugi-rugi aliran, gesekan dan tekanan.





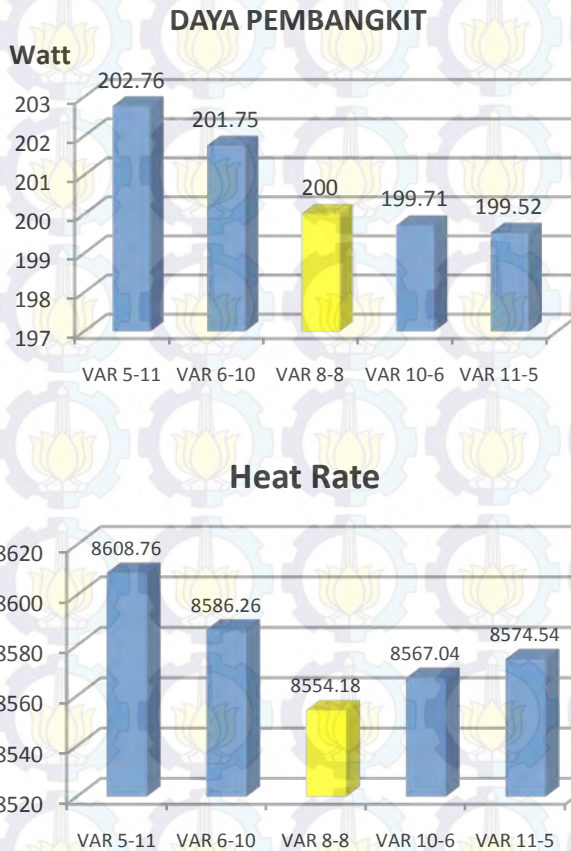
### 2.5.3 *Study on The Effect of Regenerative System on Power Type Relative Internal Efficiency of Nuclear Steam Turbine*



**Gambar 2.22 Pengaruh Perbedaan Kerugian Ekstraksi Turbin Uap Terhadap Efisiensi *Internal Relative***

Yong Li dan Chao Wang [3] pada gambar 2.22 menyimpulkan bahwa perubahan efisiensi suatu pembangkit pasti terjadi ketika pada turbin uap dilakukan proses ekstraksi. Perubahan beberapa bagian pada sebuah sistem regeneratif mengakibatkan perubahan pada jumlah aliran massa ekstraksi turbin uap, perubahan ekstraksi itu akan mengakibatkan daya turbin dan pembakaran pada boiler berubah, dan akhirnya perubahan daya pada turbin dan boiler mengakibatkan efisiensi internal relative berubah. Sehingga dapat disimpulkan bahwa dalam melihat perubahan efisiensi pembangkit juga perlu diperhatikan perubahan efisiensi pada turbin uap serta boiler yang berada pada sistem, dimana kesimpulan dari hal itu ditunjukkan pada gambar 2.22

### 2.5.4 Simulasi Gatecycle Pengaruh Ekstraksi Uap Turbin Terhadap Performa Pembangkit



**Gambar 2.23 Daya dan *Heat Rate* Pembangkit Pengaruh Jumlah Ekstraksi Uap dari Turbin HP**

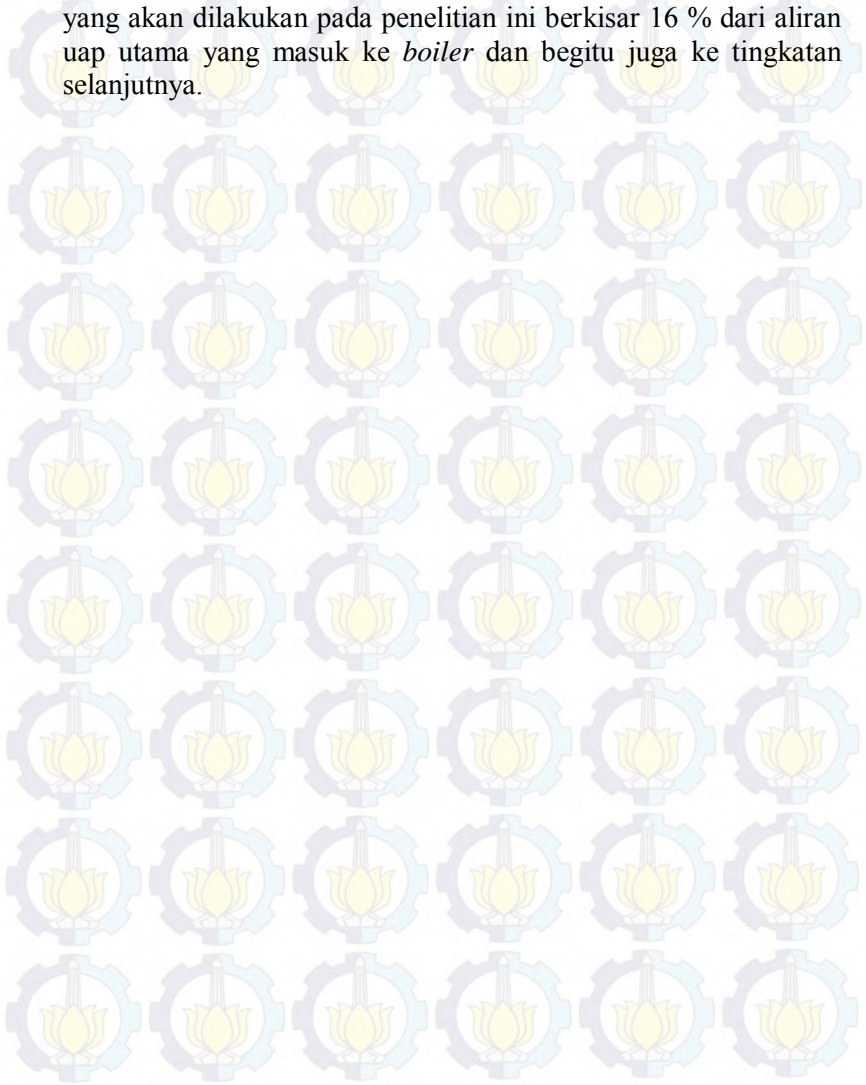
Rizky Y. F. Simamora dan Prabowo [4] pada gambar 2.23 memodelkan PLTU 200 MW pada *software Gate Cycle* dan melakukan variasi presentase ekstraksi massa uap pada turbin *high pressure* yang masuk ke *feedwater heater* untuk mengetahui pengaruh ekstraksi massa uap terhadap performa pembangkit. Didapatkan hasil daya pembangkit akan naik apabila presentase massa uap ekstraksi dikurangi dan daya pembangkit akan turun apabila presentase massa uap ekstraksi dari turbin ditambah. Begitu pula untuk *heat rate* dari pembangkit apabila presentase massa uap ekstraksi dikurangi maka *heat rate* dari pembangkit akan naik dan apabila presentase massa uap ekstraksi ditambah maka *heat rate* dari pembangkit juga akan naik namun tidak setinggi saat presentase ekstraksi massa uap dikurangi.

## 2.6 Standar Metode Variasi

James S. Wriqth dan Paul Albert [5] pada tahun 2000 menyatakan terdapat dua alternatif yang harus dipertimbangkan untuk aliran proses pasokan dari ekstraksi turbin uap yaitu : ekstraksi yang terkontrol (otomatis) dan ekstraksi tidak dikontrol. Ekstraksi otomatis menggunakan beberapa katup kontrol yang terletak di dalam turbin untuk menvariasikan kemampuan aliran yang lewat pada bagian turbin di titik ekstraksi *downstream*. Ekstraksi yang tidak terkontrol hanya berupa bukaan pada *casing* turbin dimana ekstraksi yang ada bervariasi langsung berdasarkan dengan bukaan pada *casing* turbin dengan aliran pada tahap selanjutnya.

Ekstraksi yang tidak dikontrol biasanya diaplikasikan dengan aliran ekstraksi 5% - 10% dari aliran utama ke tahap selanjutnya. Ekstraksi otomatis biasanya diaplikasikan dengan aliran ekstraksi 15% dari aliran utama ke tahap selanjutnya, berdasarkan sensor kontrol katup pada bagian ekstraksi menuju *feedwater heater*. Batasan jumlah maksimum uap yang diekstraksi pada setiap turbin adalah sebesar 30%.

Pembangkit PJB menggunakan sistem ekstraksi turbin otomatis atau terkontrol sehingga estimasi variasi ekstraksi *steam* yang akan dilakukan pada penelitian ini berkisar 16 % dari aliran uap utama yang masuk ke *boiler* dan begitu juga ke tingkatan selanjutnya.

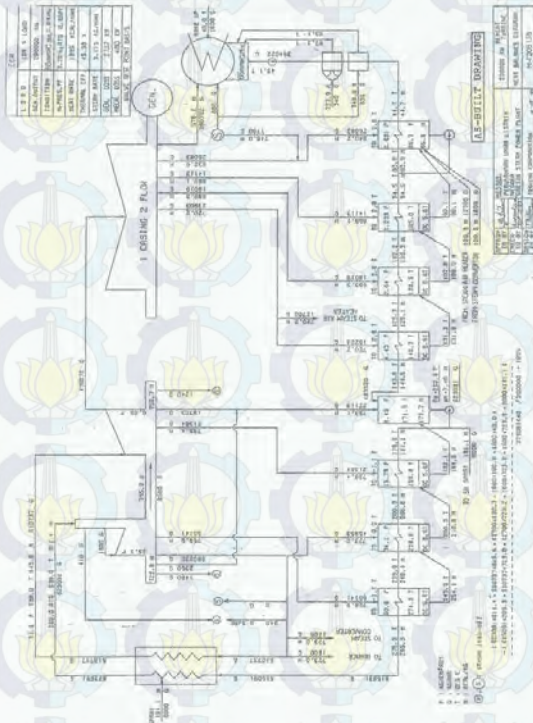




## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

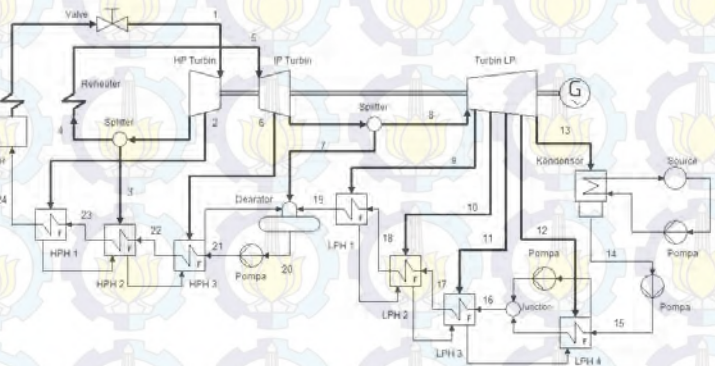
### 3.1 Pemodelan Pembangkit pada *cycle - tempo*

Desain PLTU unit 3 PT PJB Gresik yang dibangun di *cycle - tempo* berdasarkan skema *heat balance* seperti pada gambar 3.1. Properti-proerti dari pembangkit tersebut berasal dari data *heat balance* PLTU unit 3 PT PJB Gresik.



**Gambar 3.1** *Heat balance* PLTU unit 3 PT PJB Gresik

Pada PLTU unit 3 PT PJB Gresik terdapat *boiler* berbahan bakar gas. Daya yang dibangkitkan berasal dari tiga turbin, yaitu HP turbin, IP turbin, dan LP turbin. Pada PLTU unit 3 sistem pemanas untuk air pengumpan terdiri dari tujuh sistem *closed feedwater heater* dan satu *deaerator*. Berdasarkan susunan tersebut di atas, model pembangkit di *cycle - tempo* dibangun seperti gambar 3.2



**Gambar 3.2 Model pembangkit PLTU unit 3 PT PJB Gresik pada *cycle tempo***

### 3.2 Data Desain *High Pressure Feedwater Heater* (HPH) Pembangkit unit 3 PT PJB UP Gresik

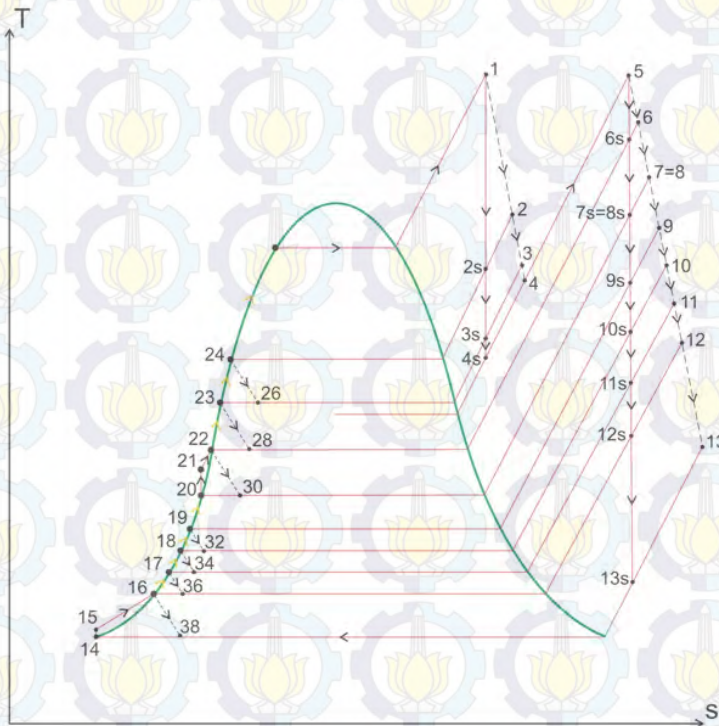
**Tabel 3.1 Spesifikasi *High Pressure Feedwater Heater***

HEATERS		No 1 High Pressure Heater	No 2 High Pressure Heater	No 3 High Pressure Heater
Tubes	Quantity (U-Tube)	566	566	566
	Outer Diameter (mm)	19.05	19.05	19.05
	Thickness (mm)	2.0(2.3)	2.0(2.3)	2.0(2.3)
	Eff.Length (mm)	18303	22141	18008
Method of tube fixing		Welding after expanding	Welding after expanding	Welding after expanding
Overall Heater Length (mm)		11270	13140	11120
Shell Inner Diameter (mm)		1200	1200	1200
Channel Inner Diameter (mm)		R650 Sphere	R650 Sphere	R650 Sphere
Thickness (mm)	Shell Plate	50	25	16
	Channel Plate	70	70	70
	Tube Sheet	265	265	265
Preventive device for tube inlet attack		Insert Pipe Bell Mouth Plate	Insert Pipe Bell Mouth Plate	Insert Pipe Bell Mouth Plate
Design Pressure (kg/cm <sup>2</sup> g)	Shell Plate	79	40	20
	Tube Plate	214	214	214
Design Temperature (°C)	Shell Side	294	251	214
	Steam Inlet Section	441	352	484
	Tube Side	294	260	214
Design Pressure (kg/cm <sup>2</sup> g)	Shell Side	118.5	60	30
	Tube Side	321	321	321

### 3.3 Analisis Termodinamika Pembangkit unit 3 PT PJB Gresik

Model pembangkit yang digunakan adalah pembangkit listrik 200 MW di UP 3 PT. PJB Gresik, dimana model tersebut menggunakan dua turbin *single case* yang terdiri dari *High Pressure Turbine* (HP *Steam Turbin*), *Intermediate Pressure Turbine* (IP *Steam Turbin*) dan satu *double flow turbine* yaitu pada *Low Pressure Turbine* (LP *Steam Turbin*) dimana HP Turbin memiliki dua ekstraksi, IP Turbin memiliki dua ekstraksi, dan LP Turbin memiliki empat ekstraksi.

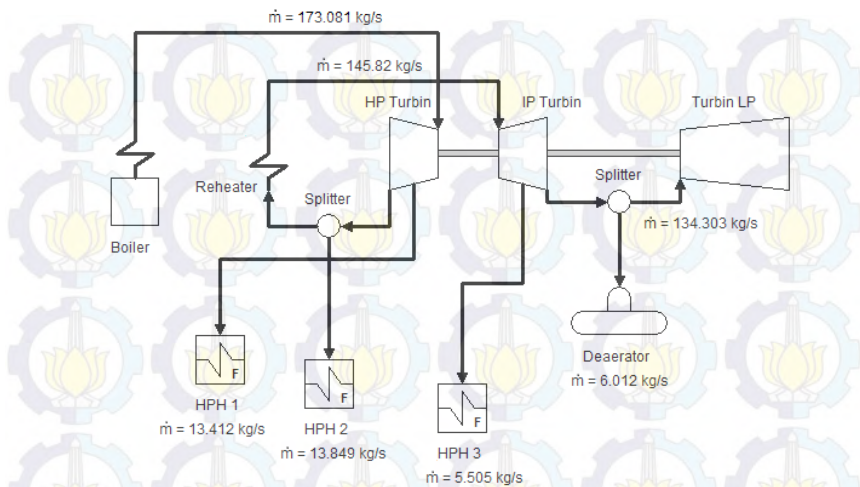
Pada gambar 3.3 grafik T-S diagram tiap komponen tidak terjadi secara ideal karena komponen-komponen tersebut disimulasikan untuk bekerja di dalam kondisi riil sehingga terdapat kehilangan atau *losses*. Selain itu, proses kompresi dan ekspansi tidak dapat secara ideal *isentropic* dan juga proses penambahan dan pelepasan panas tidak secara ideal *isobar*. Siklus pembangkit tenaga uap menggunakan fluida kerja dua fase berupa cairan dan uap.



**Gambar 3.3 Diagram T-S model Pembangkit unit 3 PT. PJB Gresik**



### 3.4 Variasi Ekstraksi Uap



**Gambar 3.4 Kondisi awal ekstraksi pada *High Pressure Heater***

Gambar 3.4 merupakan gambar aliran massa ekstraksi uap pada kondisi eksisting pada *cycle tempo*. Dengan  $\dot{m}$  *main steam* yang dijaga tetap sebesar  $173.081 \text{ kg/s}$ , ekstraksi uap dari turbin HP yang masuk ke HPH 1 sebesar  $13.412 \text{ kg/s}$ . Kemudian sebelum *output steam* dari turbin HP masuk ke *reheater* dibagi dengan menggunakan *splitter* sehingga *steam* yang masuk ke HPH 2 sebesar  $13.849 \text{ kg/s}$  dan *steam* yang masuk *reheater* sebesar  $145.82 \text{ kg/s}$ . Presentase aliran massa uap yang diekstraksi dari turbin HP sebesar 8% : 8% pada kondisi eksisting.

*Output steam* yang keluar dari *reheater* masuk ke dalam turbin IP sebesar  $145.82 \text{ kg/s}$ . Kemudian pada turbin IP diekstraksi sebesar  $5.503 \text{ kg/s}$  untuk masuk ke dalam HPH 3. *Output steam* yang keluar dari turbin IP kemudian dibagi dengan menggunakan *splitter* sehingga *steam* yang masuk ke *deaerator* sebesar  $6.012 \text{ kg/s}$  dan *steam* yang masuk ke dalam turbin LP sebesar  $134.303 \text{ kg/s}$ . Presentase aliran massa uap yang diekstraksi dari turbin IP sebesar 4% : 4% pada kondisi eksisting.

### 3.4.1 Variasi Ekstraksi Uap pada *High Pressure* Turbin

**Tabel 3.2 Variasi ekstraksi uap pada *High Pressure* Turbin**

Kondisi	Variasi Ekstraksi
Eksisting	HPH 1 : HPH 2 8% : 8% 13.412 kg/s : 13.849 kg/s
Variasi 1	HPH 1 : HPH 2 6% : 10 % 10.103 kg/s : 14.131 kg/s
Variasi 2	HPH 1 : HPH 2 7% : 9 % 11.787 kg/s : 13.987 kg/s
Variasi 3	HPH 1 : HPH 2 9% : 7 % 15.155 kg/s : 13.071 kg/s
Variasi 4	HPH 1 : HPH 2 10% : 6 % 16.839 kg/s : 13.557 kg/s

Variasi yang dilakukan pada ekstraksi uap pada turbin HP adalah dengan mengurangi dan menambahkan presentase massa ekstraksi uap turbin HP yang akan masuk ke *feedwater heater* yaitu HPH 1 dan HPH 2. Pada kondisi eksisting presentase aliran massa uap yang diekstraksi sebesar 8% : 8%. Kemudian dilakukan pengurangan dan penambahan ekstraksi dengan presentase sebesar 1% dan 2% pada HPH 1 dan HPH 2.

Variasi 1 dan 2 dilakukan pengurangan ekstraksi pada HPH 1 dan penambahan ekstraksi pada HPH 2 sehingga perbandingan presentase ekstraksi menjadi 6% : 10% dan 7% : 9%. Setelah *main steam* yang masuk turbin HP diekstraksi 6% menuju HPH 1 sebesar 10.103 kg/s kemudian *output steam* yang akan masuk turbin IP dipecah sebesar 10% dengan menggunakan *splitter* menuju HPH 2 sebesar 14.131 kg/s. Demikian juga dengan variasi 7% : 9%.

Variasi 3 dan 4 dilakukan penambahan ekstraksi pada HPH 1 dan pengurangan ekstraksi pada HPH 2 sehingga perbandingan presentase ekstraksi menjadi 9% : 7% dan 10% : 6%. Setelah *main steam* yang masuk turbin HP diekstraksi 9% menuju HPH 1 sebesar 15.155 kg/s kemudian *output steam* yang akan masuk turbin IP dipecah sebesar 7% dengan menggunakan *splitter* menuju HPH 2 sebesar 13.071 kg/s. Demikian juga dengan variasi 10% : 6%.

### 3.4.2 Variasi Ekstraksi Uap pada *Intermediate Pressure* Turbin

**Tabel 3.3 Variasi ekstraksi uap pada *Intermediate Pressure* Turbin**

Kondisi	Variasi Ekstraksi
Eksisting	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 4% : 4% 5.505 kg/s : 6.012 kg/s
Variasi 1	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 2% : 6% 2.837 kg/s : 5.985 kg/s
Variasi 2	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 3% : 5% 4.256 kg/s : 5.938 kg/s
Variasi 3	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 5% : 3% 7.093 kg/s : 6.032 kg/s
Variasi 4	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 6% : 2% 8.512 kg/s : 6.052 kg/s

Variasi yang dilakukan pada ekstraksi uap pada turbin IP adalah dengan mengurangi dan menambahkan presentase massa ekstraksi uap turbin IP yang akan masuk ke *feedwater heater* yaitu HPH 3 dan *deaerator*. Pada kondisi eksisting presentase



aliran massa uap yang diekstraksi sebesar 4% : 4%. Kemudian dilakukan pengurangan dan penambahan ekstraksi dengan presentase sebesar 1% dan 2% pada HPH 3 dan *deaerator*.

Variasi 1 dan 2 dilakukan pengurangan ekstraksi pada HPH 3 dan penambahan ekstraksi pada *deaerator* sehingga perbandingan presentase ekstraksi menjadi 2% : 6% dan 3% : 5%. Setelah ini *steam* yang masuk turbin IP diekstraksi 2% menuju HPH 3 sebesar 2.837 kg/s kemudian *input steam* yang akan masuk turbin LP dipecah sebesar 6% dengan menggunakan *splitter* menuju *deaerator* sebesar 5.985 kg/s. Demikian juga dengan variasi 3% : 5%.

Variasi 3 dan 4 dilakukan penambahan ekstraksi pada HPH 3 dan pengurangan ekstraksi pada *deaerator* sehingga perbandingan presentase ekstraksi menjadi 5% : 3% dan 6% : 2%. Setelah ini *steam* yang masuk turbin IP diekstraksi 5% menuju HPH 3 sebesar 7.093 kg/s kemudian *input steam* yang akan masuk turbin LP dipecah sebesar 3% menggunakan *splitter* menuju *deaerator* sebesar 6.032 kg/s. Demikian juga dengan variasi 6% : 2%.

### 3.4.3 Variasi Ekstraksi Uap optimum

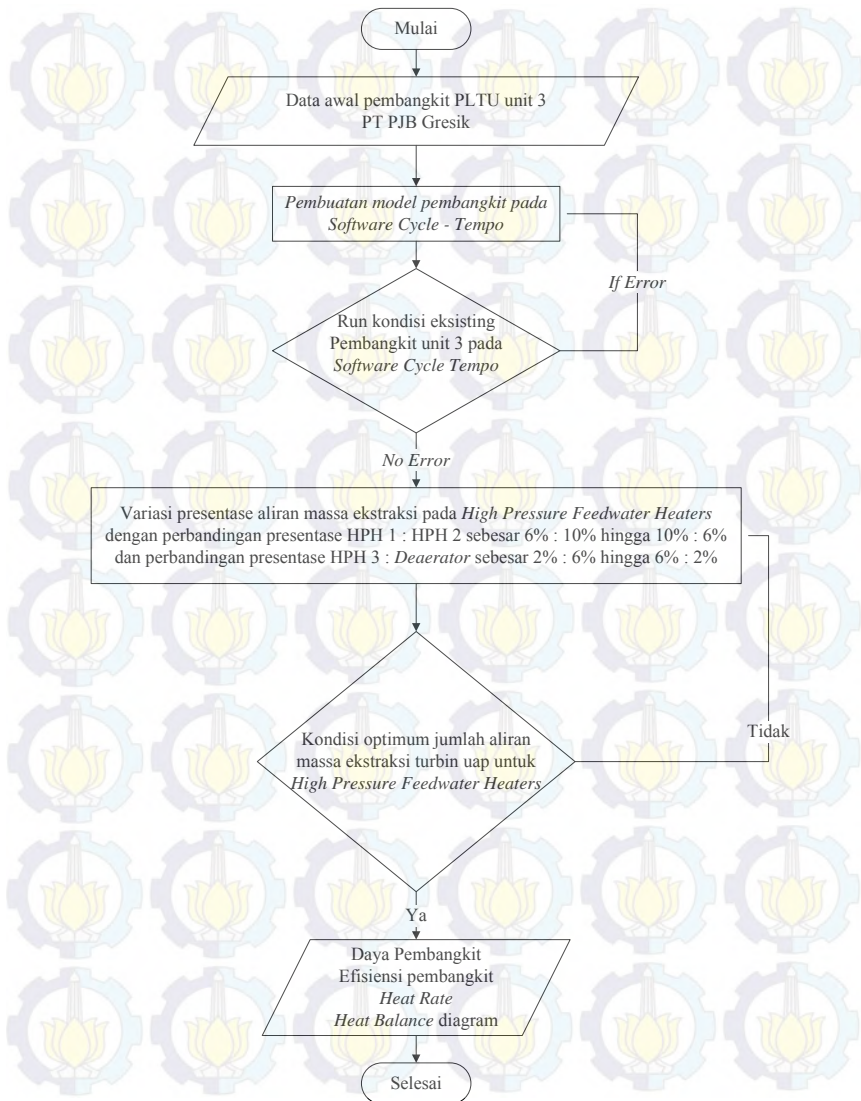
**Tabel 3.4 Variasi ekstraksi uap optimum**

Kondisi	Ekstraksi di HP & IP Turbin	
Eksisting	HPH 1 : HPH 2	HPH 3 : <i>Deaerator</i>
	8% : 8%	4% : 4%
	13.412 kg/s : 13.849 kg/s	5.505 kg/s : 6.012 kg/s
Variasi optimum		

Dari variasi ekstraksi yang dilakukan pada Turbin HP dan Turbin IP kemudian akan diambil hasil terbaik dari variasi ekstraksi pada Turbin HP dan hasil terbaik dari variasi ekstraksi Turbin IP. Dari kedua variasi tersebut akan dikombinasi sehingga menjadi variasi optimum yang menghasilkan daya dan efisiensi yang terbaik.



### 3.5 *Flowchart Penelitian*



**Gambar 3.5 *Flowchart Penelitian***

## **BAB IV**

### **ANALISIS DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Data dan Model Pembangkit PT. PJB Unit 3 UP Gresik**

Perhitungan dan analisis efisiensi menggunakan data PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik sebagai acuan. Data PLTU 200 MW tersebut adalah sebagai berikut:

Spesifikasi Desain	
Kapasitas output	: 200 MW
Bahan bakar	: Natural Gas
Nomor unit	: 3
Peralatan sistem PLTU	
a. Turbin uap	
Manufacturer	: Toshiba Electric System
Type	: Tandem compound reheat turbine
Rated speed	: 3.600 rpm
Main Steam Press	: 189 kg/cm <sup>2</sup>
Main steam temp.	: 537 °C
b. Sistem Generator	
Manufacturer	: Toshiba Electric System
Type	: GTLR I 544/61-2
Capacity	: 125-500 kVA
Voltage	: 11 kV
Current	: 6587 A
Power factor	: 0,8
Excitation	: 435 V/983 A
Cooler	: Air
c. Condenser	
kuantitas	: 1 unit
Type	: Surface condensing double flow pass water box half divided type
Heat transfer area	: 29982 m <sup>2</sup>
Flow rate	: 130 kg/s

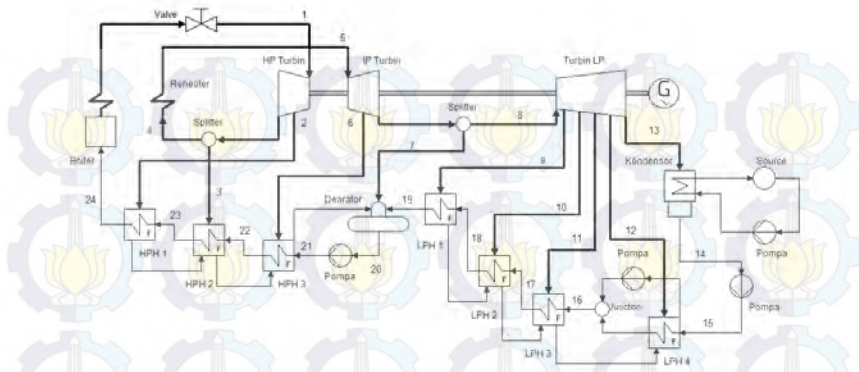
- Sea water in temp : 30 °C  
 Sea water side design pressure: 3.45 kg/cm<sup>2</sup>
- d. Boiler Feed Pump (BFP)
- |                   |  |
|-------------------|--|
| kuantitas         | : 3 sets each unit (50 % each set for two condition) |
| Type              | : Horizontal, multi stage, centrifugal type.         |
| Flow rate         | : 202 t/h  |
| Total Head        | : 155 kg/cm <sup>2</sup>                             |
| Temperature       | : 169,3 °C   |
| Weight vol. Ratio | : 0,898 kg/litre                                     |
| Speed of rotation | : 3000 rpm (synchronous)                             |
| Efficiency        | : 78 % at above operating cond.                      |
| Motor type        | : Totally enclosed air to air cooled type            |
| Output motor      | : 1450 kW  |
| Voltage           | : AC 6000 V  |
- e. Condensate Pump (CP)
- |                   |  |
|-------------------|--|
| kuantitas         | : 2 sets for each other (100 % each set for Two condition) |
| Type              | : Vertical, multi stage, barrel type                       |
| Flow rate         | : 340 t/h  |
| Total head        | : 17 kg/cm <sup>2</sup>                                    |
| Temperature       | : 42,2 °C  |
| Weight vol. Ratio | : 0,991 kg/litre   |
| Speed of rotation | : 1500 rpm (synchronous)                                   |
| Efficiency        | : 76,5 % at above operating condition                      |
| Motor type        | : Totally enclosed air to air cooled type                  |
| Otput motor       | : 240 kW   |
| Voltage           | : AC 6000 V  |
- f. Deaerator
- |               |                            |
|---------------|----------------------------|
| Design press. | : 8,6 kg/cm <sup>2</sup> g |
|---------------|----------------------------|

Design temp.	: 260 °C
Operating press.	: 103.42 sampai 344.74 kPa
Operating temp	: 167 to 169 °C
Outlet capacity	: 190 kg/sec
Storage capacity	: 55 cubic meters from NWL to Empty
Oxygen guarantee	: 0,005 ml/l (7 ppb)
Capacity	: 55 m <sup>3</sup>

#### 4.2 **Membangun Pemodelan awal berdasarkan *Heat Balance* Pembangkit unit 3 PT PJB UP Gresik**

Pemodelan pembangkit dilakukan dalam *cycle-tempo* berdasarkan *heat balance* yang ada sebelum melakukan variasi dan analisis terhadap performa pembangkit. Pemodelan pembangkit dilakukan dengan melakukan input *apparatus* yang sesuai dengan *heat balance*. *Apparatus* yang digunakan antara lain boiler, turbin *high pressure*, turbin *intermediate pressure*, turbin *low pressure*, *reheater*, *valve*, pipa, *shaft*, generator, kondensor, pompa, *source*, *node*, *high pressure heater*, *deaerator*, dan *low pressure heater*. Hasil yang didapatkan dalam *cycle-tempo* tentu tidak sepenuhnya sama dengan hasil pada kondisi eksisting pembangkit pada kenyataannya. Hal ini disebabkan karena *losses* yang didapat pada kondisi eksisting dengan kondisi dalam *cycle-tempo* berbeda sehingga hasilnya berbeda pula.



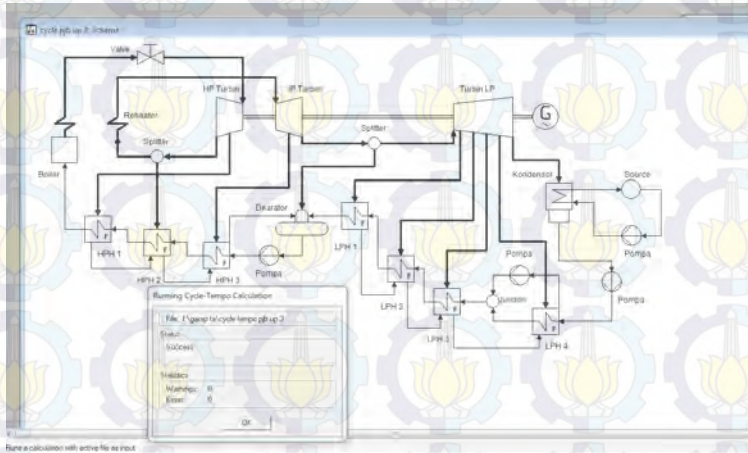


**Gambar 4.1** Pemodelan *cycle-tempo* dengan memasukkan semua *apparatus* berdasarkan pembangkit unit 3 PT PJB UP Gresik

Gambar 4.1 menjelaskan bahwa pemodelan *cycle-tempo* ini telah dilakukan dengan memasukkan semua *apparatus* berdasarkan data *heat balance* pembangkit PT PJB Unit 3 Gresik. Hal pertama yang dilakukan dalam pemodelan *cycle-tempo* adalah dengan memasukkan setiap *apparatus* yang telah dimasukkan kedalam *cycle-tempo*. Tiap *apparatus* yang telah dimasukkan ke dalam *cycle-tempo* tersebut, dilakukan input data berdasarkan data *heat balance*. Semua *apparatus* yang telah di input datanya disambungkan oleh pipa sehingga terhubung satu sama lain. Pengecekan terhadap jumlah pipa dengan jumlah perhitungan diperlukan agar keduanya dapat konvergen sehingga *running* berhasil dilakukan.

Perangkat lunak *cycle-tempo* mempunyai beberapa masalah dalam proses *running* untuk mendapatkan data yang dihasilkan. Terdapat peringatan *warning* dan *error* dalam proses *running* sehingga dapat diketahui *apparatus* mana yang masih belum benar dalam proses input data. Pengecekan ini harus dilakukan agar *warning* dan *error* tidak terjadi dalam *running* software ini. Hasil yang tidak konvergen dan input data yang tidak valid mengakibatkan *warning* dan *error* terjadi. Input data

yang valid dan hasil yang konvergen bila dilakukan proses *running* akan memunculkan hasil output data tanpa ada *error* dan *warning* seperti pada gambar 4.2 sehingga *running* berhasil dilakukan.



**Gambar 4.2 Hasil permodelan pembangkit unit 3 PT. PJB UP Gresik pada Cycle-Tempo**

Gambar 4.2 merupakan hasil *running* dari pemodelan sistem pembangkit pada *cycle tempo* berdasarkan data *heat balance*. Proses pemodelan ini telah selesai dilakukan dan dijalankan untuk memastikan bahwa kondisi model yang ada valid. Hasil yang diperoleh dapat dikatakan valid apabila setelah dijalankan jumlah pipa dan jumlah perhitungan konvergen.

### 4.3 Hasil Data Eksisting pada *Cycle-Tempo* PLTU unit 3 PT PJB UP Gresik

Pemodelan yang dilakukan pada *cycle-tempo* ini digunakan untuk menganalisis pembangkit PLTU unit 3 PT PJB UP Gresik. Tabel 4.1 adalah tabel *properties* kondisi eksisting pembangkit. Data hasil *cycle-tempo* yang didapatkan :

- Daya netto : 198879.16 (kW)
- Daya gross : 204032.31 (kW)
- Efisiensi pembangkit gross : 44.888 %
- Efisiensi pembangkit netto : 43.541 %

**Tabel 4.1 Data *Properties* Kondisi Eksisting pada *Cycle-Tempo***

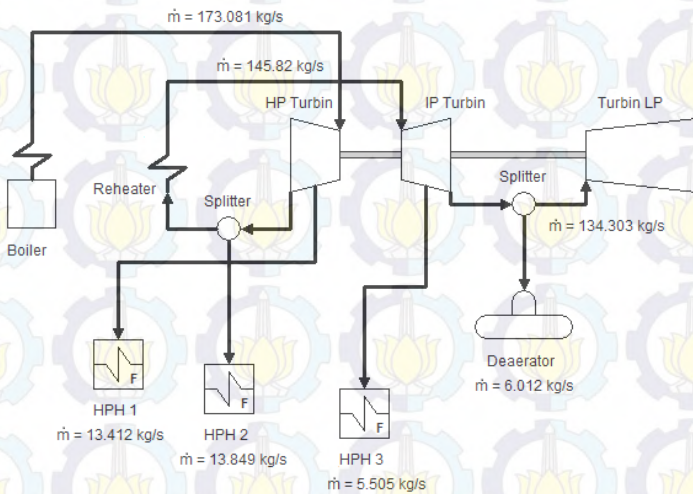
	m (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)
Main steam	173.081	538	165.7	3400.06
Masuk HPH 1	13.412	386.98	59.42	3145.63
Keluar turbin HP	159.669	313.67	33.44	3018.81
Masuk HPH 2	13.849	313.67	33.44	3018.81
Masuk Turbin IP	145.820	538	30.98	3541.58
Masuk HPH 3	5.505	440.99	15.48	3344.46
Keluar turbin IP	140.315	366.67	8.71	3195.94
Masuk Deaerator	6.012	366.3	8.28	3195.94
Masuk Turbin LP	134.303	366.67	8.71	3195.94
Masuk LPH 1	3.717	293.55	4.34	3053.01
Masuk LPH 2	4.979	239.24	2.49	2947.91
Masuk LPH 3	3.769	172.73	1.19	2820.47
Masuk LPH 4	8.902	118.09	0.61	2716.81
Masuk Condensor	112.937	41.51	0.08	2454.68
Masuk Reheater	145.820	310.85	30.98	3018.81
Fluida Masuk Boiler	173.081	273.85	165.7	1201.47



Dari hasil pemodelan pada *cycle – tempo* didapatkan hasil yang berbeda dengan hasil yang ada pada data *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik.

$$\text{Perbedaan} = \frac{200 \text{ MW} - 198.88 \text{ MW}}{200 \text{ MW}} \times 100\% = 0.56\%$$

Dari perhitungan di atas didapatkan perbedaan dari daya yang didapat dari *heat balance* dan hasil simulasi dari *cycle - tempo* sebesar 0.56 %. Perbedaan ini disebabkan oleh kondisi *software* yang berbeda dengan kondisi eksisting pada *heat balance* seperti *leak off* dan *pressure drop* pada *apparatus* yang tidak sama.

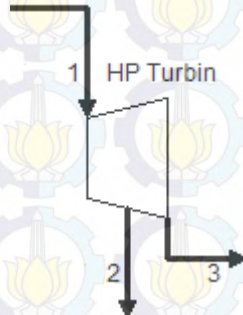


**Gambar 4.3 Kondisi awal ekstraksi pada *Cycle-Tempo***



#### 4.4 Perbedaan hasil simulasi *cycle-tempo* dengan data *heat balance* PLTU

##### 4.4.1 Daya bangkitan turbin *High Pressure*



**Gambar 4.4** Profil aliran massa pada turbin *High Pressure*

Gambar 4.4 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet*, *bleed*, dan *outlet* pada turbin HP. Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika sebagai berikut:

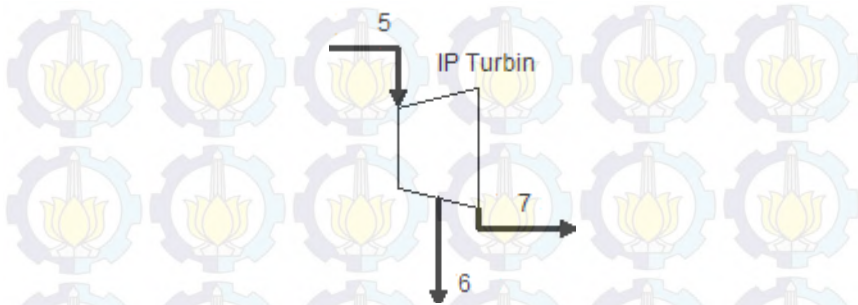
$$0 = \cancel{\dot{Q}_{CV}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{v_1^1 - v_2^2}{2} + g(\cancel{z_1 - z_2}) \right]$$

sehingga

$$\text{daya turbin HP} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_3)$$

Berdasarkan data *heat balance* PLTU unit 3 didapatkan daya turbin HP yang dihasilkan sebesar 61975.165 kW sedangkan dari hasil simulasi *cycle tempo* didapatkan daya turbin HP sebesar 64286.63 kW. Daya turbin HP yang dihasilkan pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dihasilkan berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat balance* PLTU berbeda sehingga daya turbin HP yang dihasilkan berbeda.

#### 4.4.2 Daya bangkitan turbin *Intermediate Pressure*



**Gambar 4.5** Profil aliran massa pada turbin *Intermediate Pressure*

Gambar 4.5 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet*, *bleed*, dan *outlet* pada turbin IP. Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika sebagai berikut:

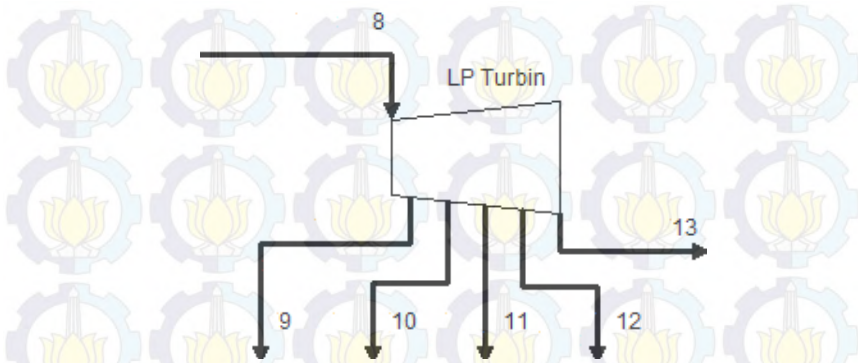
$$0 = \cancel{\dot{Q}_{CV}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{v_1^1 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$

sehingga

$$\text{daya turbin IP} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_6)(h_6 - h_7)$$

Berdasarkan data *heat balance* PLTU unit 3 didapatkan daya turbin IP yang dihasilkan sebesar 53822.37 kW sedangkan dari hasil simulasi *cycle tempo* didapatkan daya turbin IP sebesar 49583.84 kW. Daya turbin IP yang dihasilkan pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dihasilkan berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat balance* PLTU berbeda sehingga daya turbin IP yang dihasilkan berbeda

#### 4.4.3 Daya bangkitan turbin Low Pressure



**Gambar 4.6 Profil aliran massa pada turbin Low Pressure**

Gambar 4.6 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet*, *bleed*, dan *outlet* pada turbin LP. Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika sebagai berikut:

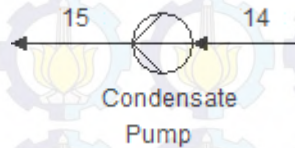
$$0 = \cancel{\dot{Q}_{CV}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \cancel{\frac{v_1^1 - v_2^2}{2}} + g(z_1 \cancel{- z_2}) \right]$$

sehingga

$$\begin{aligned} \text{daya turbin} = & \dot{m}_8(h_8 - h_9) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9)(h_9 - h_{10}) + (\dot{m}_8 \\ & - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10})(h_{10} - h_{11}) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} \\ & - \dot{m}_{11})(h_{11} - h_{12}) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} \\ & - \dot{m}_{12})(h_{12} - h_{13}) \end{aligned}$$

Berdasarkan data *heat balance* PLTU unit 3 didapatkan daya turbin LP yang dihasilkan sebesar 88502.84 kW sedangkan dari hasil simulasi *cycle tempo* didapatkan daya turbin LP sebesar 91161.84 kW. Daya turbin LP yang dihasilkan pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dihasilkan berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat balance* PLTU berbeda sehingga daya turbin LP yang dihasilkan berbeda

#### 4.4.4 Daya Condensate Pump



**Gambar 4.7 Profil aliran massa pada Condensate Pump**

Gambar 4.7 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet* dan *outlet* pada *Condensate Pump*. Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika sebagai berikut :

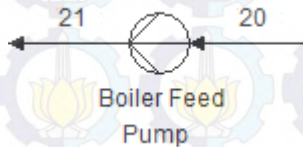
$$0 = \cancel{\dot{Q}_{CV}} - \dot{W}_p + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{v_1^1 - v_2^2}{2} + g(z_1 \cancel{- z_2}) \right]$$

sehingga

$$\text{daya Condensate Pump} = \dot{m} (h_{15} - h_{14})$$

Berdasarkan data *heat balance* PLTU unit 3 didapatkan daya yang dibutuhkan *condensate pump* sebesar 328.36 kW sedangkan dari hasil simulasi *cycle tempo* didapatkan daya yang dibutuhkan *condensate pump* sebesar 305.88 kW. Daya yang dibutuhkan *Condensate Pump* pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dibutuhkan *Condensate Pump* berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat balance* PLTU berbeda sehingga daya yang dibutuhkan *Condensate Pump* berbeda

#### 4.4.5 Daya Boiler Feed Pump



**Gambar 4.8 Profil aliran massa pada Boiler Feed Pump**



Gambar 4.8 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet* dan *outlet* pada *Boiler Feed Pump*. Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika sebagai berikut :

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}} - \dot{W}_p + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{v_1^1 \cancel{v_2^2}}{2} + g(z_1 \cancel{z_2}) \right]$$

sehingga

$$\text{daya Boiler Feed Pump} = \dot{m} (h_{21} - h_{20})$$

Berdasarkan data *heat balance* PLTU unit 3 didapatkan daya yang dibutuhkan *boiler feed pump* sebesar 5362.39 kW sedangkan dari hasil simulasi *cycle tempo* didapatkan daya yang dibutuhkan *condensate pump* sebesar 4982.14 kW. Daya yang dibutuhkan *Boiler Feed Pump* pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dibutuhkan *Boiler Feed Pump* berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat balance* PLTU berbeda sehingga daya yang dibutuhkan *Boiler Feed Pump* berbeda

#### 4.5 Analisis Variasi Ekstraksi

##### 4.5.1 Analisis Variasi Ekstraksi pada *High Pressure Turbine*

Variasi yang dilakukan pada HPH 1 dan HPH 2 adalah dengan mengurangi presentase ekstraksi turbin HP hingga 2% dan menambah presentase ekstraksi turbin HP hingga 2%.

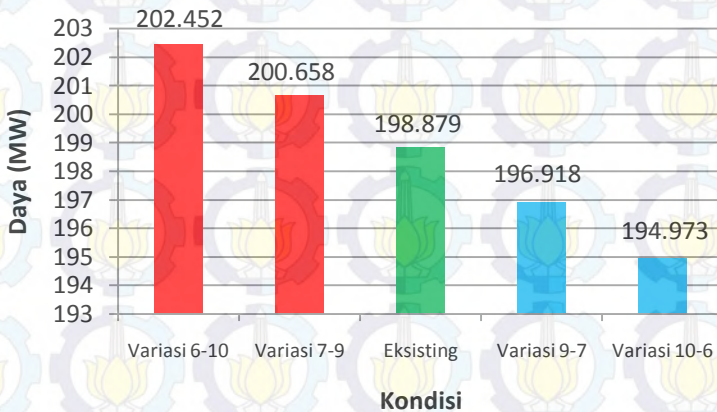
**Tabel 4.2 Variasi Ekstraksi pada *High Pressure Turbin***

Kondisi	Variasi Ekstraksi Uap
Eksisting	<b>HPH 1 : HPH 2</b> <b>8% : 8%</b> <b>13.412 kg/s : 13.849 kg/s</b>
Variasi 1	<b>HPH 1 : HPH 2</b> <b>6% : 10 %</b> <b>10.103 kg/s : 14.131 kg/s</b>

<b>Variasi 2</b>	<b>HPH 1 : HPH 2</b> <b>7% : 9 %</b> <b>11.787 kg/s : 13.987 kg/s</b>
<b>Variasi 3</b>	<b>HPH 1 : HPH 2</b> <b>9% : 7 %</b> <b>15.155 kg/s : 13.071 kg/s</b>
<b>Variasi 4</b>	<b>HPH 1 : HPH 2</b> <b>10% : 6 %</b> <b>16.839 kg/s : 13.557 kg/s</b>

Dari variasi yang dilakukan didapatkan hasil daya dari pembangkit sebagai berikut :

### Daya (MW) pada variasi ekstraksi Turbin HP



**Gambar 4.9 Grafik Daya PLTU pada variasi ekstraksi *High Pressure Turbine***

Gambar 4.9 merupakan tren grafik daya pembangkit karena pengaruh jumlah ekstraksi uap dari turbin HP. Pada grafik

terlihat peningkatan daya saat dilakukan pengurangan ekstraksi turbin HP menuju HPH1 dan penambahan ekstraksi menuju HPH 2. Terjadi penurunan daya saat dilakukan penambahan ekstraksi turbin HP menuju HPH 1 dan pengurangan ekstraksi menuju HPH 2 dengan menjaga main steam tetap pada 173.081 kg/s.

Peningkatan daya yang terjadi pada pembangkit disebabkan daya bangkitan turbin yang meningkat apabila  $m$  yang diekstraksi dari turbin HP menuju HPH 1 berkurang dan  $m$  menuju HPH 2 bertambah maka energi yang digunakan untuk membangkitkan daya pada turbin yang dikopel dengan generator akan bertambah sehingga menyebabkan daya pembangkit meningkat. Namun apabila  $m$  yang diekstraksi dari turbin HP menuju HPH 1 bertambah dan  $m$  menuju HPH 2 berkurang maka energi yang digunakan untuk membangkitkan daya pada turbin akan berkurang.

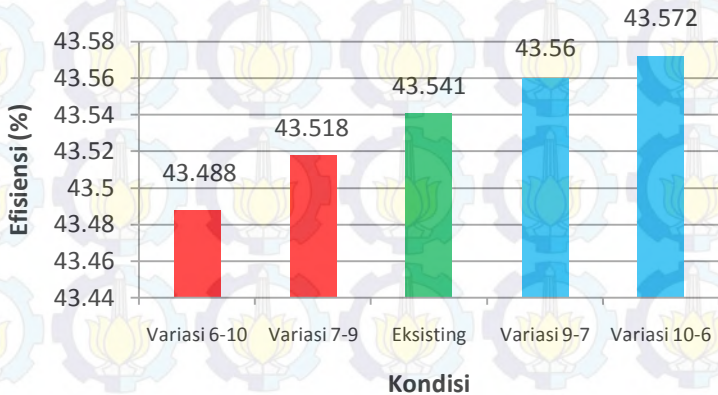
Ini dapat dilihat pada daya bangkitan turbin pada kondisi eksisting dan setelah variasi pada *cycle tempo* berikut :

**Tabel 4.3 Daya bangkitan turbin pada *cycle tempo* pada variasi ekstraksi *High Pressure Turbine***

Turbin	Kondisi		
	Eksisting	Pengurangan massa ekstraksi	Penambahan massa ekstraksi
Turbin HP	64286 kW	65010 kW	63331 kW
Turbin IP	49583 kW	50611 kW	48520 kW
Turbin LP	91161 kW	93002 kW	89256 kW

Dari variasi yang dilakukan didapatkan hasil efisiensi dan *heat rate* dari pembangkit sebagai berikut :

### Efisiensi (%) pada variasi ekstraksi Turbin HP

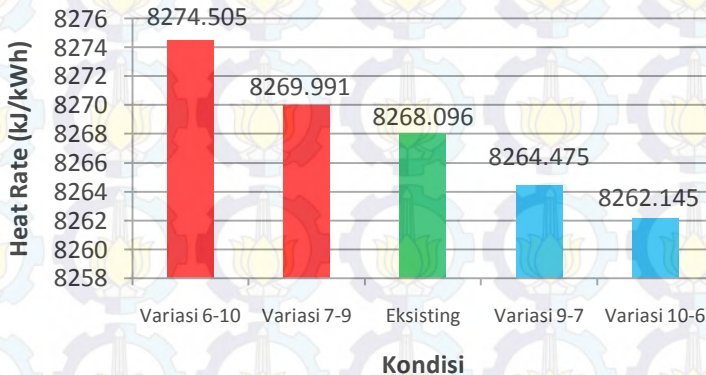


**Gambar 4.10 Grafik Efisiensi PLTU pada variasi ekstraksi High Pressure Turbine**

Gambar 4.10 merupakan tren grafik efisiensi pembangkit karena pengaruh jumlah ekstraksi uap dari turbin HP. Pada grafik terlihat penurunan efisiensi saat dilakukan pengurangan ekstraksi turbin HP menuju HPH1 dan penambahan ekstraksi menuju HPH 2. Terjadi peningkatan efisiensi saat dilakukan penambahan ekstraksi turbin HP menuju HPH 1 dan pengurangan ekstraksi menuju HPH 2 dengan menjaga main steam tetap pada 173.081 kg/s.



## Heat Rate (kJ/kWh) pada variasi ekstraksi Turbin HP



**Gambar 4.11 Grafik *heat rate* PLTU pada variasi ekstraksi *High Pressure Turbine***

Gambar 4.11 merupakan tren grafik *heat rate* pembangkit karena pengaruh jumlah ekstraksi uap dari turbin HP. *Heat rate* adalah perbandingan antara energi panas yang dihasilkan boiler dan daya yang dihasilkan pada turbin. *Heat rate* yang memiliki nilai terbaik adalah yang memiliki nilai rendah. Artinya penggunaan bahan bakar untuk proses pembakaran di boiler terjadi secara efektif dan daya yang dihasilkan optimal untuk pemakaian sejumlah bahan bakar tersebut.

Pada grafik terlihat kenaikan *heat rate* saat efisiensi pembangkit turun. Ini terjadi karena *heat rate* merupakan fungsi laju bahan bakar. Semakin tinggi *heat rate* maka bahan bakar yang dibutuhkan untuk pembakaran pada boiler akan meningkat sehingga meskipun daya dari pembangkit naik, efisiensi dari pembangkit dapat turun karena *heat rate* yang besar.

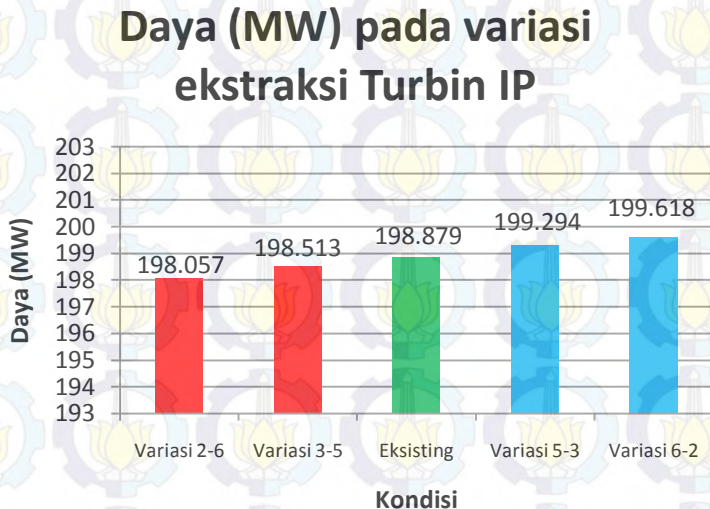
#### 4.5.2 Analisis Variasi Ekstraksi pada *Intermediate Pressure Turbine*

Variasi yang dilakukan pada HPH 3 dan *deaerator* adalah dengan mengurangi presentase ekstraksi turbin IP hingga 2% dan menambah presentase ekstraksi turbin IP hingga 2%.

**Tabel 4.4 Variasi Ekstraksi pada *Intermediate Pressure Turbine***

Kondisi	Variasi Ekstraksi Uap
Eksisting	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 4% : 4% 5.505 kg/s : 6.012 kg/s
Variasi 1	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 2% : 6% 2.837 kg/s : 5.985 kg/s
Variasi 2	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 3% : 5% 4.256 kg/s : 5.938 kg/s
Variasi 3	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 5% : 3% 7.093 kg/s : 6.032 kg/s
Variasi 4	HPH 3 : <i>Deaerator</i> 6% : 2% 8.512 kg/s : 6.052 kg/s

Dari variasi yang dilakukan didapatkan hasil daya dari pembangkit sebagai berikut :



**Gambar 4.12 Grafik Daya PLTU pada variasi ekstraksi Intermediate Pressure Turbine**

Gambar 4.12 merupakan tren grafik daya pembangkit karena pengaruh jumlah ekstraksi uap dari turbin IP. Pada grafik terlihat penurunan daya saat dilakukan pengurangan ekstraksi turbin IP menuju HPH 3 dan penambahan ekstraksi menuju *deaerator*. Terjadi peningkatan daya saat dilakukan penambahan ekstraksi turbin IP menuju HPH 3 dan pengurangan ekstraksi menuju *deaerator* dengan menjaga main steam tetap pada 173.081 kg/s.

Penurunan daya yang terjadi pada pembangkit disebabkan daya bangkitan turbin yang turun apabila  $m$  yang diekstraksi dari turbin IP menuju HPH 3 berkurang dan  $m$  menuju *deaerator* bertambah maka energi yang digunakan untuk membangkitkan daya pada turbin yang dikopel dengan generator akan berkurang sehingga menyebabkan daya pembangkit turun.

Namun apabila  $m$  yang diekstraksi dari turbin IP menuju HPH 3 bertambah dan  $m$  menuju HPH 2 berkurang maka energi yang digunakan untuk membangkitkan daya pada turbin akan meningkat.

Ini dapat dilihat pada daya bangkitan turbin pada kondisi eksisting dan setelah variasi pada *cycle tempo* berikut :

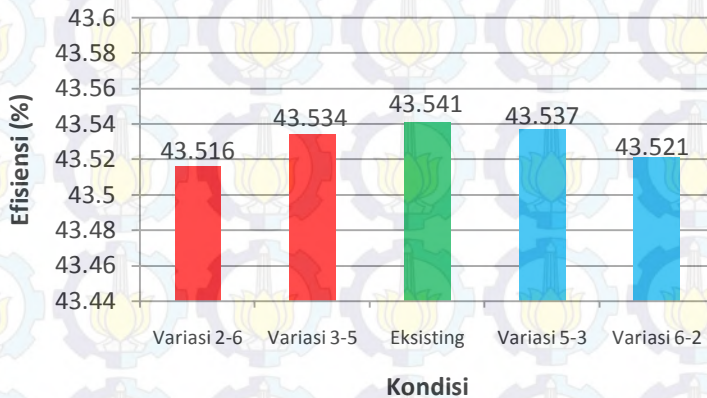
**Tabel 4.5 Daya bangkitan turbin pada *cycle tempo* pada variasi ekstraksi *Intermediate Pressure Turbine***

Turbin	Kondisi		
	Eksisting	Pengurangan massa ekstraksi	Penambahan massa ekstraksi
Turbin HP	64286 kW	64286 kW	64286 kW
Turbin IP	49583 kW	49045 kW	49912 kW
Turbin LP	91161 kW	90876 kW	91576 kW



Dari variasi yang dilakukan didapatkan hasil efisiensi dan *heat rate* dari pembangkit sebagai berikut :

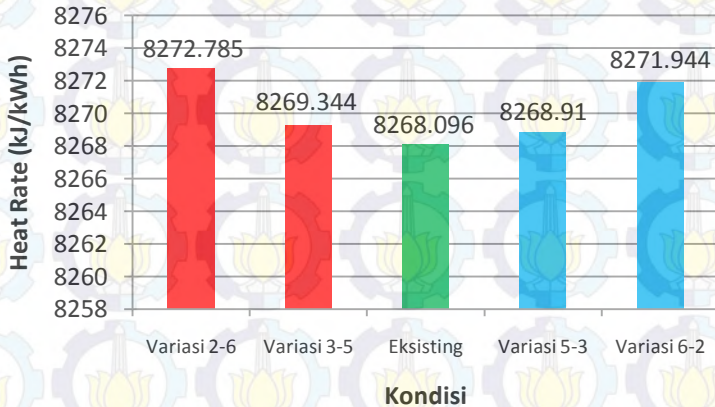
### Efisiensi (%) pada variasi ekstraksi Turbin IP



**Gambar 4.13 Grafik Efisiensi PLTU pada variasi ekstraksi  
*Intermediate Pressure Turbine***

Gambar 4.13 merupakan tren grafik efisiensi pembangkit karena pengaruh jumlah ekstraksi uap dari turbin IP. Pada grafik terlihat penurunan efisiensi saat dilakukan pengurangan ekstraksi turbin IP menuju HPH 3 dan penambahan ekstraksi menuju *deaerator*. Terjadi peningkatan efisiensi saat dilakukan penambahan ekstraksi turbin IP menuju HPH 3 dan pengurangan ekstraksi menuju *deaerator* dengan menjaga main steam tetap pada 173.081 kg/s namun saat ditambahkan ekstraksi sebesar 2% *deaerator* efisiensi pembangkit turun.

## Heat Rate (kJ/kWh) pada variasi ekstraksi Turbin IP



**Gambar 4.14 Grafik *heat rate* PLTU pada variasi ekstraksi *Intermediate Pressure Turbine***

Gambar 4.14 merupakan tren grafik *heat rate* pembangkit karena pengaruh jumlah ekstraksi uap dari turbin HP. *Heat rate* adalah perbandingan antara energi panas yang dihasilkan boiler dan daya yang dihasilkan pada turbin. *Heat rate* yang memiliki nilai terbaik adalah yang memiliki nilai rendah. Artinya penggunaan bahan bakar untuk proses pembakaran di boiler terjadi secara efektif dan daya yang dihasilkan optimal untuk pemakaian sejumlah bahan bakar tersebut.

Pada grafik terlihat kenaikan *heat rate* saat efisiensi pembangkit turun. Ini terjadi karena *heat rate* merupakan fungsi laju bahan bakar. Semakin tinggi *heat rate* maka bahan bakar yang dibutuhkan untuk pembakaran pada boiler akan meningkat sehingga meskipun daya dari pembangkit naik, efisiensi dari pembangkit dapat turun karena *heat rate* yang besar.

#### 4.6 Kondisi optimum variasi ekstraksi pada Pembangkit

**Tabel 4.6 Performa Pembangkit pada variasi ekstraksi turbin  
*High Pressure***

Kondisi	Daya (MW)	Efisiensi (%)	Heat Rate (kJ/kWh)
Eksisting	198.879	43.541	8268.096
Variasi 6-10	202.452	43.488	8274.505
Variasi 7-9	200.658	43.518	8269.991
Variasi 9-7	196.918	43.56	8264.475
Variasi 10-6	194.973	43.572	8262.145

Pada tabel 4.6 pada variasi ekstraksi turbin *high pressure* didapat daya yang paling besar berada pada variasi (6-10) yaitu 202.452 MW namun efisiensi pembangkit turun menjadi 43.488%. Sedangkan daya yang paling kecil terdapat pada variasi (10-6) namun efisiensi pembangkit paling baik sebesar 43.572%. Dari hasil tersebut diambil variasi (7-9) merupakan variasi yang terbaik karena menghasilkan daya yang lebih besar daripada kondisi eksisting dengan penurunan efisiensi yang tidak terlalu besar.

**Tabel 4.7 Performa Pembangkit pada variasi ekstraksi turbin  
*Intermediate Pressure***

Kondisi	Daya (MW)	Efisiensi (%)	Heat Rate (kJ/kWh)
Eksisting	198.879	43.541	8268.096
Variasi 2-6	198.057	43.516	8272.785
Variasi 3-5	198.513	43.534	8269.344
Variasi 5-3	199.294	43.537	8268.91
Variasi 6-2	199.618	43.521	8271.944



Pada tabel 4.7 pada variasi ekstraksi turbin *intermediate pressure* didapat daya yang paling besar berada pada variasi (6-2) yaitu 199.618 MW namun efisiensi pembangkit turun menjadi 43.521%. Sedangkan daya yang paling kecil terdapat pada variasi (2-6) dengan efisiensi pembangkit sebesar 43.516%. Dari hasil tersebut diambil variasi (5-3) yang merupakan variasi yang terbaik karena menghasilkan daya sebesar 199.294 MW namun efisiensi pembangkit tidak turun terlalu besar.

**Tabel 4.8 Perbandingan kondisi eksisting dan variasi optimum**

Kondisi	Daya (MW)	Efisiensi (%)	Heat Rate (kJ/kWh)
Eksisting	198.879	43.541	8268.096
Optimum	201.057	43.513	8273.302

Dari variasi yang sudah dilakukan diambil variasi optimum yaitu (7-9) dan (5-3) setelah membandingkan semua variasi yang telah dilakukan. Variasi (7-9) dan (5-3) menghasilkan daya yang lebih besar dari kondisi eksisting dengan penurunan efisiensi serta kenaikan heat rate yang paling kecil. Pada tabel 4.8 didapatkan peningkatan daya sebesar 201.057 MW meskipun efisiensi pembangkit turun menjadi 43.513% serta *heat rate* yang naik menjadi 8273,302 kJ/kWh



## BAB V PENUTUP

### 5.1. Kesimpulan

Berdasarkan variasi presentase ekstraksi uap pada *high pressure* turbin dan *intermediate pressure* turbin pada PLTU unit 3 PT PJB UP Gresik didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Pengurangan presentase ekstraksi uap pada *high pressure* turbin dapat meningkatkan daya pada pembangkit namun efisiensi pembangkit akan turun karena *heat rate* pembangkit akan naik. Penambahan presentase ekstraksi uap pada *high pressure* turbin dapat menurunkan daya pada pembangkit namun efisiensi pembangkit akan naik dan *heat rate* pembangkit akan turun.
2. Pengurangan presentase ekstraksi uap pada *intermediate pressure* turbin dapat menurunkan daya dan efisiensi pada pembangkit karena *heat rate* pembangkit akan naik. Penambahan presentase ekstraksi uap pada *intermediate pressure* turbin dapat menaikkan daya pada pembangkit namun efisiensi pembangkit akan turun karena *heat rate* pembangkit turun.
3. Pada variasi yang dilakukan didapat variasi yang terbaik merupakan variasi dengan presentase ekstraksi pada HPH 1 : HPH 2 sebesar (7 % : 9 %) dan presentase HPH 3 : *deaerator* sebesar (5 % : 3 %) yang didapatkan daya sebesar 201.057 MW dan efisiensi pembangkit 43.513%

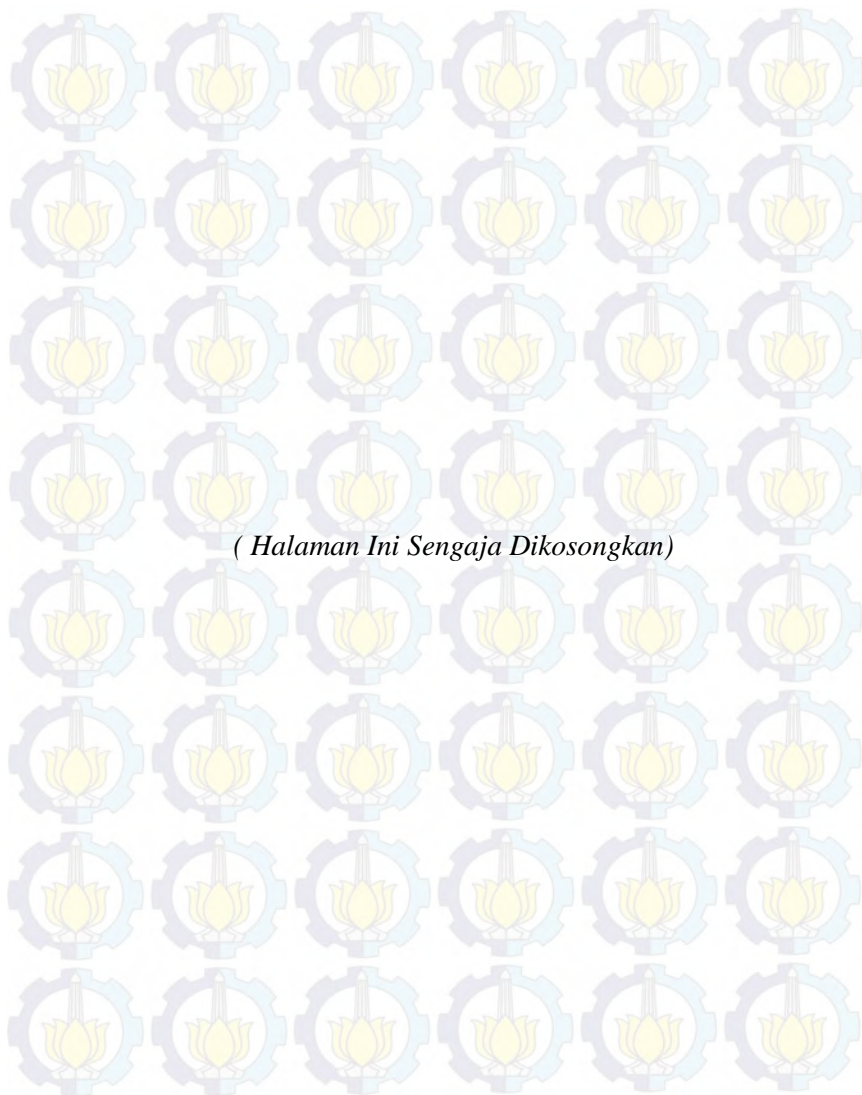
## 5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat disampaikan setelah melakukan perancangan sistem pembangkit menggunakan *cycle-tempo* adalah sebagai berikut :

1. Perlu adanya pelatihan mengenai software *cycle-tempo* agar mahasiswa yang akan menganalisa sistem pembangkit dapat menguasai materi jauh lebih baik.
2. Dalam penggunaan *cycle-tempo* diperlukan data yang lengkap dari pembangkit yang akan dianalisa sehingga diperlukan data yang lengkap tentang PFD pembangkit dan spesifikasi peralatan yang ada pada pembangkit

## DAFTAR PUSTAKA

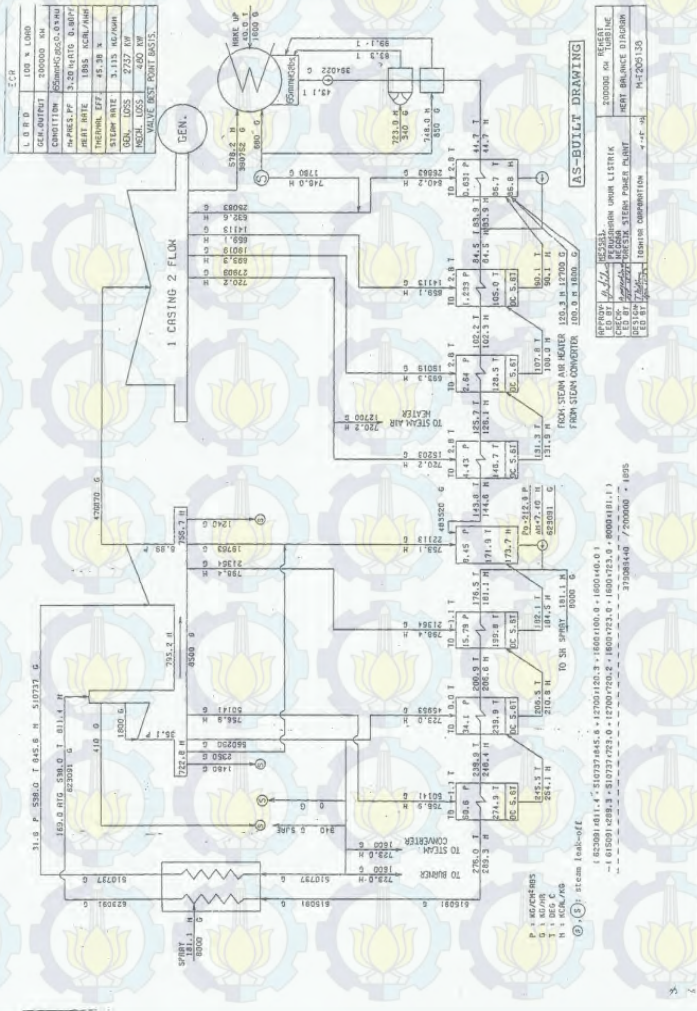
- 1) Sudadiyo, Sri. 2012. **Desain Awal dan Analisis Turbin Helium untuk Siklus PCU tanpa Intercooler pada RGTT200K**. Pusat Teknologi Reaktor dan Keselamatan Nuklir – Batan.
- 2) Junaidi, Dendi., I Made Suardjaja & Tri Agung Rohmat., 2010. **Kesetimbangan Massa dan Kalor serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap pada berbagai Perubahan Beban dengan Menvariasikan Jumlah Feedwater Heater**. STTN-BATAN & Fak. Saintek UIN SUKA
- 3) Li, Yong & Wang Chao. 2012. *Study on The Effect of Regenerative System on Power Type Relative Internal Efficiency of Nuclear Steam Turbine*. International Conference on Future Electrical Power an Energy Systems, Energy Procedia.
- 4) Simamora, Rizky Y. F. & Prabowo. 2015 **Simulasi Gatecycle Pengaruh Ekstraksi Uap Turbin Terhadap Performa Pembangkit**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri ITS
- 5) Wrighth, James S & Paul Albert. 2000. *Steam Turbine Thermal Evaluation and Assessment*. Schenectady New York : GE Power System.
- 6) Moran MJ, Shapiro HN. 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons Inc.
- 7) Elwakil, M.Mohamed. 1984. *Power Plant Technology*. Singapore : The McGraw – Hill book company.





# LAMPIRAN

## Heat Balance PLTU unit 3 PT PJB Gresik



Tabel Perbandingan data *heat balance* PLTU dan hasil simulasi *cycle-tempo*

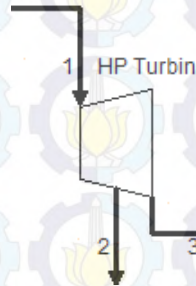
Peralatan	Kondisi		Heat Balance	Cycle Tempo
Boiler	Masuk	p (bar)	165.73	165.7
		T (°C)	276	273.85
		h (kJ/kg)	1211.4	1201.47
		m (kg/s)	173.081	173.081
		Keluar ke turbin HP	p (bar)	165.73
			T (°C)	538
Turbin HP	Keluar (masuk ke HPH 1)	h (kJ/kg)	3397.17	3400.06
		m (kg/s)	173.081	173.081
		p (bar)	59.42	59.42
		T (°C)	389.7	386.96
		h (kJ/kg)	3177.36	3145.63
		m (kg/s)	13.928	13.412
Reheater	Keluar (masuk ke HPH 2)	p (bar)	33.44	33.44
		T (°C)	317.45	313.67
		h (kJ/kg)	3027	3018.81
		m (kg/s)	12.764	13.849
		Keluar (masuk ke reheater)	p (bar)	30.98
			T (°C)	312.34
Turbin IP	Keluar (masuk ke HPH 3)	h (kJ/kg)	3026.22	3018.81
		m (kg/s)	141.87	145.82
		p (bar)	30.98	30.98
		T (°C)	538	538
		h (kJ/kg)	3540.36	3541.58
		m (kg/s)	141.87	145.82
Reheater	Keluar (masuk ke Turbin IP)	p (bar)	15.46	15.48
		T (°C)	439.5	440.99
		h (kJ/kg)	3342	3344.46
		m (kg/s)	5.934	5.505
		Keluar (masuk ke Deaerator)	p (bar)	8.28
			T (°C)	365.42
Turbin LP	Keluar (masuk ke Deaerator)	h (kJ/kg)	3153.08	3195.94
		m (kg/s)	6.142	6.012
		Keluar (masuk ke Turbin LP)	p (bar)	8.71
			T (°C)	365.88
		h (kJ/kg)	3168.15	3195.94
		m (kg/s)	132.242	134.303

Peralatan	Kondisi		Heat Balance	Cycle Tempo
Turbin LP	Keluar (masuk ke LPH 1)	p (bar)	4.34	4.34
		T (°C)	291.48	293.55
		h (kJ/kg)	3015.33	3053.01
		m (kg/s)	4.22	3.717
	Keluar (masuk ke LPH 2)	p (bar)	2.49	2.49
		T (°C)	235.88	239.24
		h (kJ/kg)	2905.22	2947.91
		m (kg/s)	5.28	4.979
	Keluar (masuk ke LPH 3)	p (bar)	1.19	1.19
		T (°C)	169.82	172.73
		h (kJ/kg)	2759.52	2820.47
		m (kg/s)	3.92	3.769
	Keluar (masuk ke LPH 4)	p (bar)	0.61	0.61
		T (°C)	125.74	118.09
		h (kJ/kg)	3517.17	2716.81
		m (kg/s)	7.46	8.902
	Keluar (masuk ke Kondensor)	p (bar)	0.08	0.08
		T (°C)	42.3	41.51
		h (kJ/kg)	2420.81	2454.68
		m (kg/s)	108.54	112.937

### Contoh Perhitungan berdasarkan analisis termodinamika

- Daya PLTU berdasarkan *cycle tempo*

#### 1. Daya Turbin HP

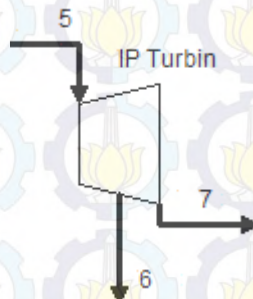


$$\text{daya turbin HP} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_3)$$

$$\begin{aligned} \text{daya turbin HP} &= 173.081 \text{ kg/s} (3400.06 - 1201.47) \text{ kJ/kg} \\ &\quad + (173.081 - 13.928) \text{ kg/s} (3400.06 - 3145.63) \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\text{daya turbin HP} = 64286.63 \text{ kW}$$

#### 2. Daya Turbin IP



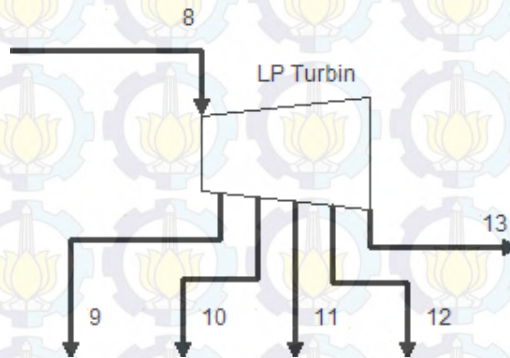
$$\text{daya turbin IP} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_6)(h_6 - h_7)$$



$$\begin{aligned} \text{daya turbin IP} &= 145.82 \text{ kg/s } (3541.58 - 3344.46) \text{ kJ/kg} \\ &\quad + (145.82 - 5.934) \text{ kg/s } (3344.46 \\ &\quad - 3195.44) \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\text{daya turbin IP} = 49583.84 \text{ kW}$$

### 3. Daya Turbin IP

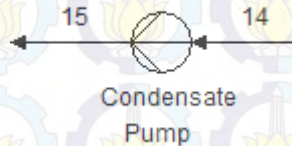


$$\begin{aligned} \text{daya turbin LP} &= \dot{m}_8(h_8 - h_9) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9)(h_9 - h_{10}) + (\dot{m}_8 \\ &\quad - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10})(h_{10} - h_{11}) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} \\ &\quad - \dot{m}_{11})(h_{11} - h_{12}) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} \\ &\quad - \dot{m}_{12})(h_{12} - h_{13}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{daya turbin LP} &= 134.303 \text{ kg/s } (3195.94 - 3053.01) \text{ kJ/kg} \\ &\quad + (134.303 - 4.22) \text{ kg/s } (3053.01 - \\ &\quad 2947.91) \text{ kJ/kg} + (134.303 - 4.22 - \\ &\quad 5.28) \text{ kg/s } (2947.91 - 2820.47) \text{ kJ/kg} + \\ &\quad (134.303 - 4.22 - 5.28 - 3.92) \text{ kg/s } \\ &\quad (2820.47 - 2716.81) \text{ kJ/kg} + (134.303 - \\ &\quad 4.22 - 5.28 - 3.92 - 7.46) \text{ kg/s } (2716.81 \\ &\quad - 2454.68) \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\text{daya turbin LP} = 91161.84 \text{ kW}$$

#### 4. Daya Condensate Pump

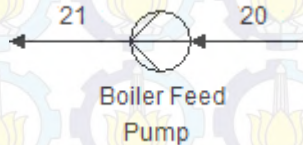


$$\text{daya Condensate Pump} = \dot{m} (h_{15} - h_{14})$$

$$\text{daya Condensate Pump} = 112.937 \text{ kg/s} (176.56 - 173.85) \text{ kJ/kg}$$

$$\text{daya Condensate Pump} = 305.88 \text{ kW}$$

#### 5. Daya Boiler Feed Pump



$$\text{daya Boiler Feed Pump} = \dot{m} (h_{21} - h_{20})$$

$$\text{daya Boiler Feed Pump} = 173.081 \text{ kg/s} (756.08 - 727.29) \text{ kJ/kg}$$

$$\text{daya Boiler Feed Pump} = 4982.14 \text{ kW}$$

- Efisiensi PLTU berdasarkan *cycle tempo*

$$\text{Efisiensi nett PLTU} = \frac{(\text{daya output generator} - \text{daya auxalary})}{(Q_{\text{boiler}} + Q_{\text{reheater}})}$$

$$\text{Efisiensi nett PLTU} = \frac{(205032.31 - 6153.15) \text{ kW}}{(380533.31 - 76230.83) \text{ kW}}$$

$$\text{Efisiensi nett PLTU} = 43.541 \%$$

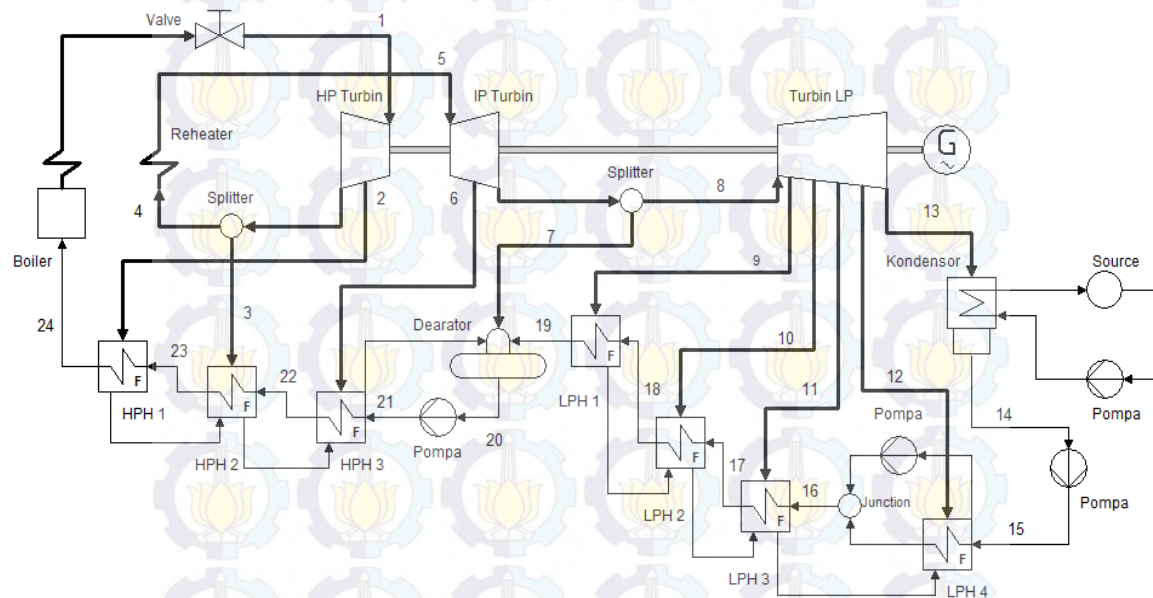
- *Nett Heat rate* PLTU berdasarkan *cycle tempo*

$$\text{Nett Heat rate PLTU} = \frac{(Q_{\text{boiler}} + Q_{\text{reheater}})}{\text{nett power output}}$$

$$\text{Nett Heat rate PLTU} = \frac{456764.16}{198879.16}$$

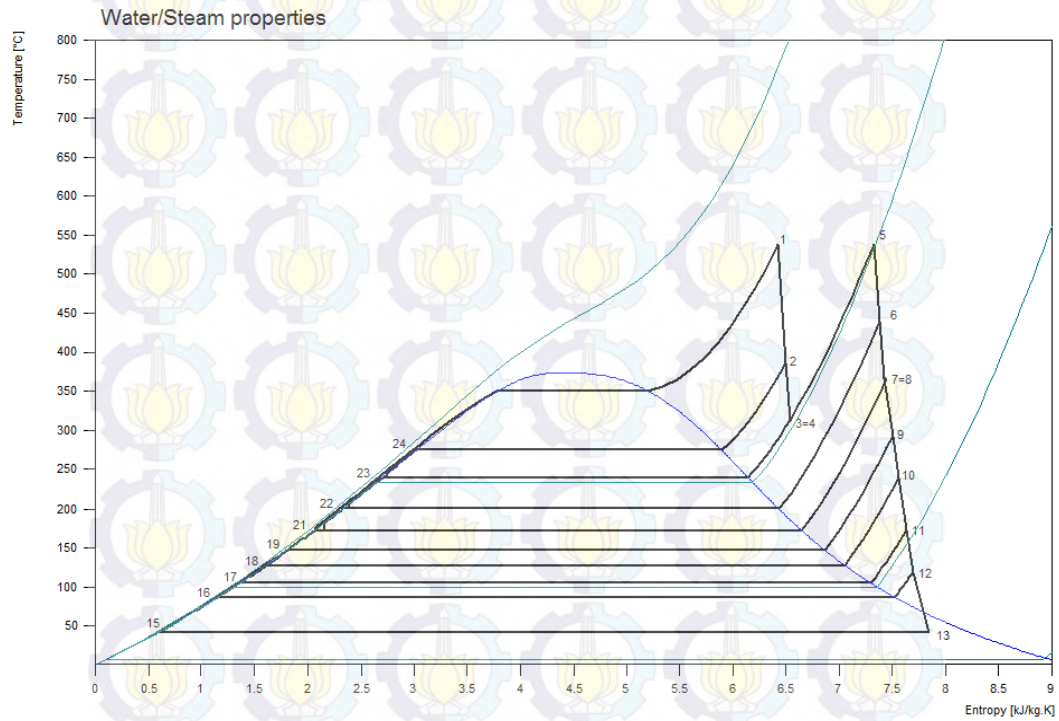
$$\begin{aligned}\text{Nett Heat rate PLTU} &= 2.296 \text{ kJ/kWs (3600 s/hr)} \\ &= 8268.096 \text{ kJ/kWh}\end{aligned}$$

Skema PLTU kondisi eksisting pada *cycle tempo*





## T-s Diagram PLTU pada kondisi Eksisting

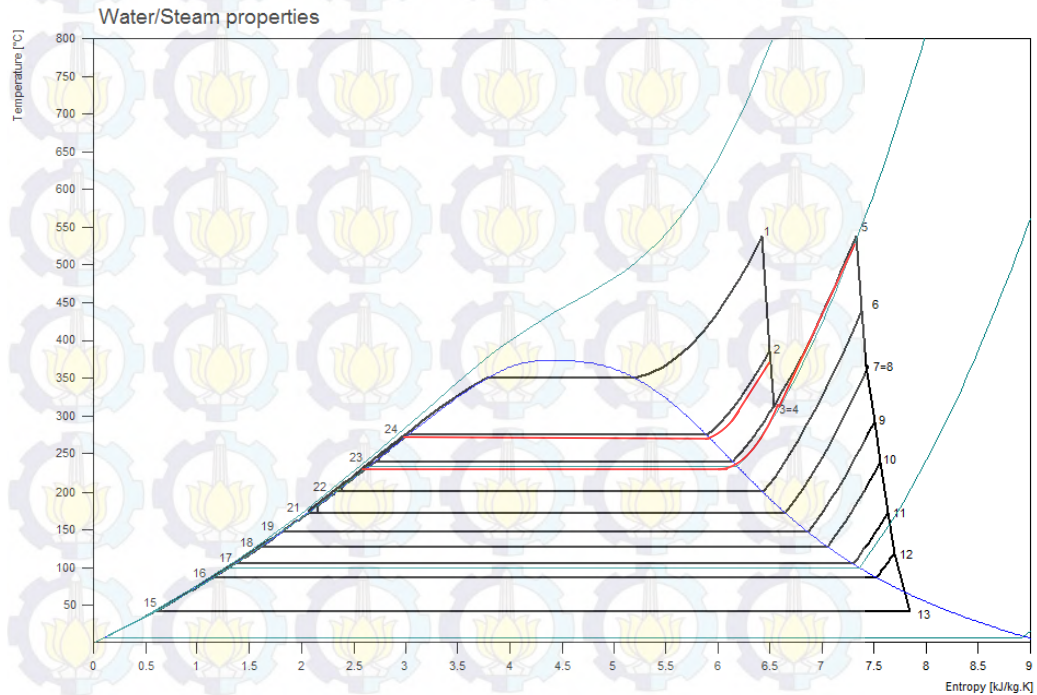


Perbandingan T-s Diagram PLTU pada kondisi eksisting dengan kondisi variasi 10 % - 6 % pada turbin *High Pressure*

Keterangan :

— Kondisi  
Eksisting

— Setelah  
Variasi

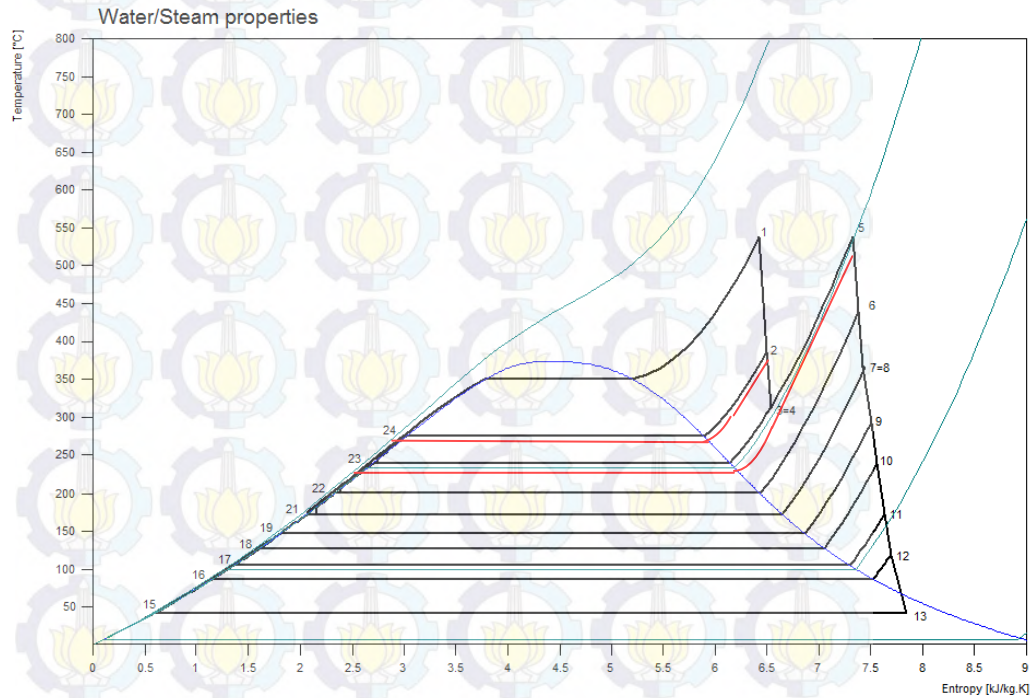


Perbandingan T-s Diagram PLTU pada kondisi eksisting dengan kondisi variasi 6 % - 10 % pada turbin  
*High Pressure*

Keterangan :

— Kondisi  
 Eksisting

— Setelah  
 Variasi

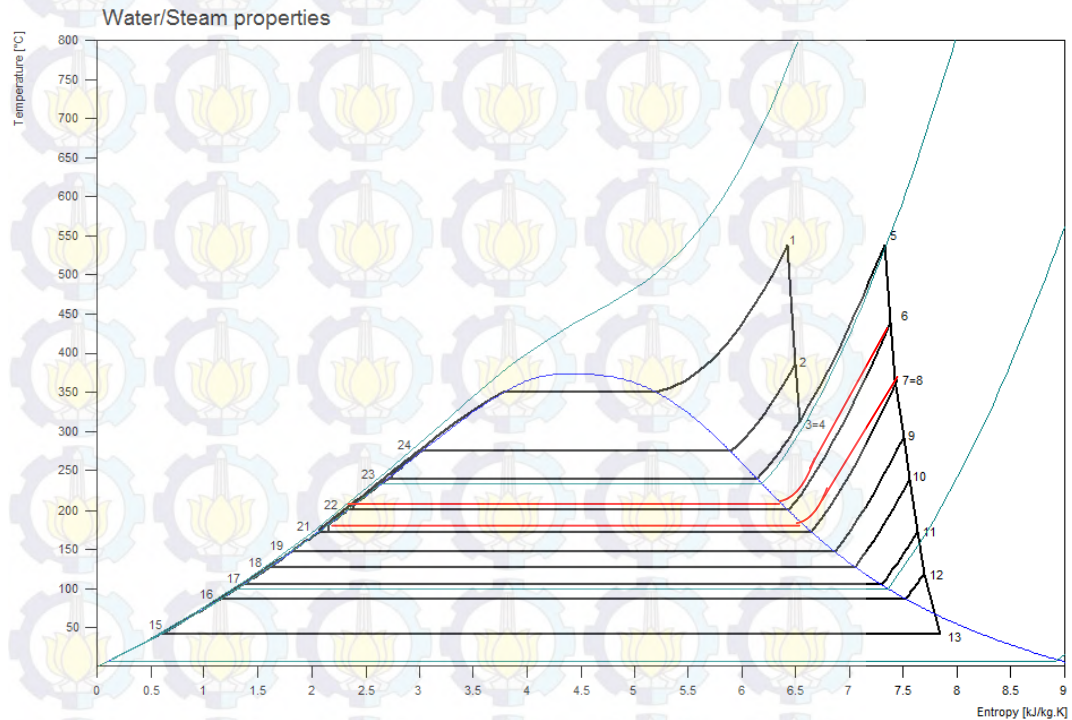


Perbandingan T-s Diagram PLTU pada kondisi eksisting dengan kondisi variasi 2 % - 6 % pada turbin  
*Intermediate Pressure*

Keterangan :

— Kondisi  
Eksisting

— Setelah  
Variasi



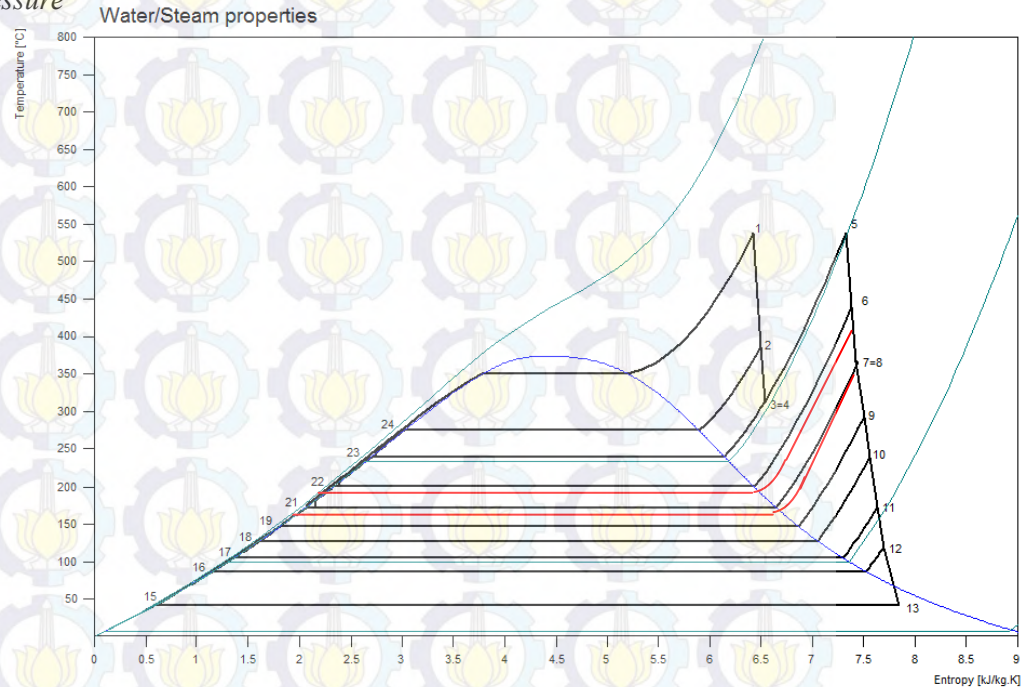


Perbandingan T-s Diagram PLTU pada kondisi eksisting dengan kondisi variasi 6 % - 2 % pada turbin  
*Intermediate Pressure*

Keterangan :

Kondisi  
Eksisting

Setelah  
Variasi

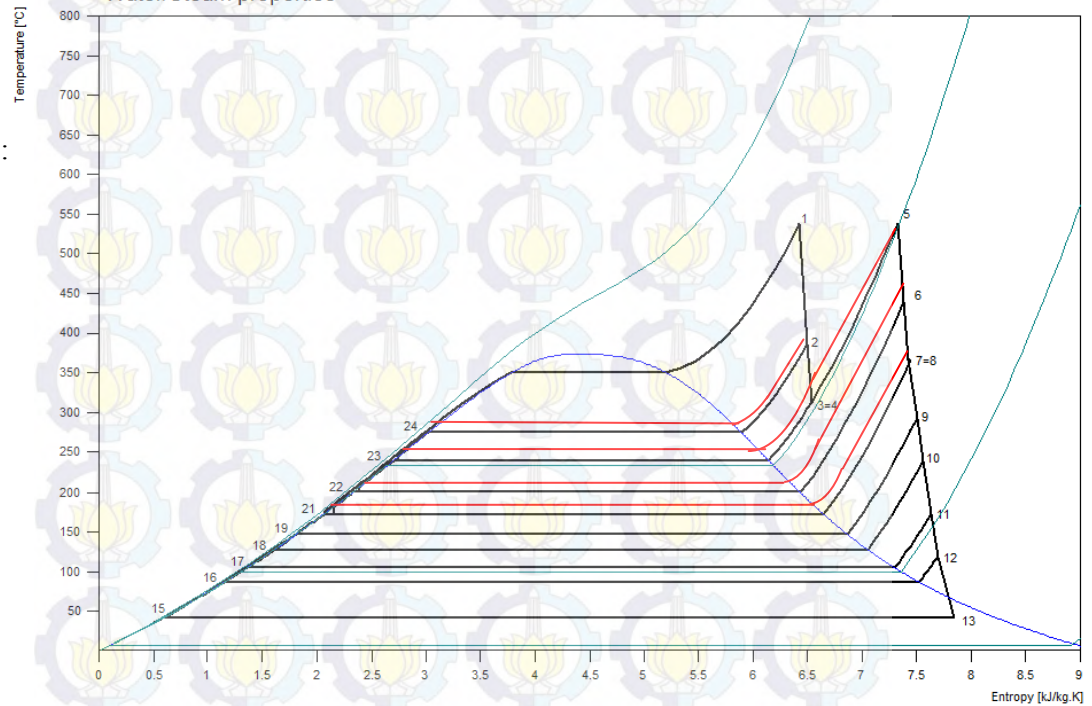


Perbandingan T-s Diagram PLTU pada kondisi eksisting dengan kondisi variasi optimum  
Water/Steam properties

Keterangan :

— Kondisi  
Eksisting

— Setelah  
Variasi



## BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Ari Tri Bramantya, anak terakhir dari tiga bersaudara ini lahir pada tanggal 16 April 1990 di Mojokerto. Penulis memulai jenjang pendidikan untuk menuntut ilmu di TK Dharma Wanita Dinoyo tahun 1995 - 1996, kemudian melanjutkan ke Sekolah Dasar di SDK Wijana Sejati Mojokerto tahun 1996 – 2002. Setelah itu penulis melanjutkan ke jenjang sekolah lebih tinggi di SMP Negeri 1 Mojokerto pada tahun 2002 – 2005 sebelum kuliah penulis melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 1 Soko Mojokerto tahun 2005 – 2008. Pada tahun 2008 penulis diterima di jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya melalui jalur SNMPTN dan terdaftar dengan NRP. 2108100027.

Penulis memilih bidang studi konversi energi yang fokus di Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa. Sebelum fokus di Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa penulis juga pernah menjadi asisten dan grader praktikum di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar ( TPBB) Teknik Mesin ITS.

Selama menempuh pendidikan di perguruan tinggi penulis juga menjadi panitia dalam beberapa kegiatan kampus seperti Pekan Mekanika, Mechanic Skill Competition (MSC), Mechanical Competition (Mechom) dan Pelatihan Karya Tulis Ilmiah (PKTI). Penulis dapat dihubungi melalui surat elektronik dengan alamat [artbramantya@gmail.com](mailto:artbramantya@gmail.com)